Universitatea "Ștefan cel Mare" Suceava Facultatea de Inginerie Mecanică, Mecatronică și Management Domeniul: Inginerie Mecanică

TEZĂ DE DOCTORAT

– rezumat –

CERCETĂRI PRIVIND FRÂNAREA DE TIP JAKE LA MOTOARELE DIESEL

Ing. Ioan-Cozmin MANOLACHE (MANOLACHE-RUSU)

CONDUCĂTORI ȘTIINȚIFICI:

Prof.univ.dr.ing. Emanuel Diaconescu Membru corespondent al Academiei Române

Prof.univ.dr.ing. Ioan MIHAI



Universitatea Ştefan cel Mare Suceava

DECIZIA D 94 / 6.07.2015

privind constituirea comisiei pentru susținerea publică a unei teze de doctorat

În conformitate cu prevederile H.G. nr. 26 din 14.01.2015 privind organizarea și funcționarea Ministerului Educației și Cercetării Științifice, Anexa 3, punctul 39, prin care se instituționalizează Universitatea Stefan cel Mare din Suceava;

În conformitate cu HG 681 din 29.06.2011 - Codul Studiilor universitare de doctorat; Având în vedere aprobarea conducerii Universității;

Rectorul Universității "Ștefan cel Mare" din Suceava emite prezenta decizie:

Art. 1 - Se numește comisia de doctorat pentru susținerea publică a tezei de doctorat în data de 24.07.2015, cu titlul: "CERCETĂRI PRIVIND FRÂNAREA DE TIP JAKE LA MOTOARELE DIESEL",

elaborată de MANOLACHE V. Ioan Cozmin (MANOLACHE-RUSU), înmatriculat la data de 1.10.2010, forma de învățământ: cu frecvență, fără taxă DOMENIUL: Inginerie mecanică

PREȘEDINTE: Prof. univ. dr. Elena-Brândușa STEICIUC, reprezentant al Universității "Ștefan cel Mare" din Suceava;

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC Prof. univ. dr. ing. Ioan MIHAI, Universitatea "Ștefan cel Mare" din Suceava;

REFERENȚI:

- 1. Prof. univ. dr. ing. Nicolae BURNETE, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca;
- 2. Prof. univ. dr. ing. Mugur BALAN, Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca;
- 3. Prof. univ. dr. ing. Nicolae ISPAS, Universitatea TRANSILVANIA din Braşov.

Art. 2. – Direcția Economică și Resurse Umane și serviciul Secretariat - doctorat vor duce la îndeplinire dispozițiile prezentei decizii.

RECTOR, MAN Prof. univ. dr. ing. Valentin POPA CB-CB/1m

SECRETAR SEF UNIV., Jurist Maria MUSCĂ

Universitatea "Stefan cel Mare" Suceava, Str. Universității nr. 13, 720 229 Suceava, România Tel: +40 230 520 081, Fax: +40 230 520 080, Web: www.usv.ro









Investeşte în oameni ! FONDUL SOCIAL EUROPEAN Proiect cofinanțat din Fondul Social European prin Programul Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013

Această lucrare a beneficiat de suport financiar prin proiectul

Q-DOC - Creșterea calității studiilor doctorale în științe inginerești pentru sprijinirea dezvoltării societății bazate pe cunoaștere

Contract nr. POSDRU/CPP107/DMI1.5/S/78534

Proiect cofinanțat din Fondul Social European prin Programul Operațional Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013

CUPRINS

re	zumat	teză
CUPRINS	iv	iii
LISTĂ ABREVIERI	vi	v
LISTĂ NOTAȚII	vi	V
OBIECTIVELE ȘI STRUCTURA TEZEI	х	xiii
1. STADIUL ACTUAL PRIVIND SISTEMELE AUXILIARE DE		
FRÂNARE	1	1
1.1 Introducere	1	1
1.2 Istoricul apariției și evoluției sistemelor auxiliare de frânare	3	2
1.3 Clasificarea sistemelor auxiliare de frânare	4	6
1.4 Principil de funcționare a sistemelor auxiliare de franare \dots	5	7
1.4.1 Sistemul de frana Jake	5	20
1.5 Procesele din motorul diesel in modul de frana Jake	9 14	21 45
	14	43
2. CONTRIBUȚII PRIVIND INVESTIGAREA ÎN MATHCAD A		
PROCESELOR DIN MOTORUL DIESEL LA FRÂNAREA JAKE	17	47
2.1 Introducere	17	47
2.2 Calculul în Mathcad a parametrilor termodinamici ai motorului diesel	. –	
la frânarea Jake	17	50
2.2.1 Metoda simplificata	1/	50
2.2.2 Metoda iterativa	19	55
2.2.5 Comportarea motorului diesei în regim dinamic în cazul	24	72
2.3 Analiza parametrilor ce conduc la modificarea momentului motor la	24	15
frânarea Jake	26	80
2.3.1 Influenta unohiului de deschidere a sunanei de evacuare	20	00
asupra momentului motor	26	80
2.4 Concluzii	29	86
	-	
3. CONTRIBUȚII PRIVIND SIMULAREA PROCESELOR DIN	22	00
2 1 Introducero	33	88 00
3.1 Introducere	33	88
5.2 Simulatea în mediul de programate G1-Suite Build 4 a proceseror din motorul diosol, la frânarea Jaka	22	00
a 2 2 1 Dezvoltarea în CT Power a modelului mono cilindrului	33	00
61 D400	33	88
3.2.2. Evolutia parametrilor termogazodinamici în cazul	55	00
procesului de frânare Jake	34	98
3.2.3 Determinarea valorii unghiului de deschidere a supapei de	51	20
evacuare pentru obtinerea momentului mediu de frânare maxim	35	102
3.3 Compararea rezultatelor obtinute prin simulare în mediul GT-Power		
cu cele din Mathcad	37	106
3.4 Concluzii	38	108
	41	100
4. FROIEU IAREA ȘI REALIZAREA SI ANDULUI EXPERIMENTAL 1. Principiul construcțiv al standului avnarimental	41 ∕11	100
	41	109

 4.2 Alegerea soluției constructive de acționare a supapei de evacuare pentru motorul Lombardini 6LD400 4.3 Realizarea standului experimental	43 44 44 47 47 50	111 114 119 120 120 128
5. REZULTATE EXPERIMENTALE ȘI INTERPRETAREA LOR	53	130
5.1 Monitorizarea presiunii în diagrama desfășurată cu și fără frânarea de tip Jake	53	130
5.2 Analiza proceselor în diagrama indicată cu și fără frânarea de tip Jake. 5.3 Compararea rezultatelor experimentale cu cele teoretice, cu și fără frânarea de tip Jake	56 58	135
5.4 Concluzii	58 61	143 150
6. CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII DE		
CERCETARE	63	152
6.1 Concluzii generale	63	152
6.2 Contribuții personale	67	156
6.2.1 Contribuții teoretice	67	156
6.2.2 Contribuții experimentale	68	157
6.3 Direcții de cercetare	69	158
7. BIBLIOGRAFIE	71	159

LISTĂ ABREVIERI

- **BVO** Avans la deschiderea supapei de evacuare
- **CP** Cai putere
- M.A.C. Motor cu aprindere prin compresie
- M.A.I. Motor cu ardere internă
- M.A.S. Motor cu aprindere prin scânteie
- **P.M.I.** Punct mort interior
- **R.A.C.** Unghi de rotație a arborelui cotit
- **r.p.m**. Rotații pe minut

LISTĂ NOTAȚII

a	constantă din expresia coeficientului de convecție
$a_{i,j}$	coeficienții căldurii specifice a gazelor proaspete, a gazelor de ardere,
	respectiv a amestecului de gaze din cilindru sau din galerii
ampl	raportul de amplificare al brațului culbutor
$a_p, a_{sa}, a_{se}, a_{ch}$	ariile capului pistonului, supapei de evacuare, supapei de admisie respectiv a chiulasei
A_{v}	funcție ce descrie aria de curgere oferită de supapă
c,h,o	participațiile masice ale principalelor elemente ce compun motorina
C_A	coeficient ce ține seama de forma constructivă a anvelopelor
C _{conv}	coeficientul de schimb de căldură prin convecție
C_d	coeficient de descărcare
C_r	coeficient ce ține cont de interfața drum/anvelopă
C_W	coeficient de pierderi
D	diametrul pistonului
$d_{col.ev}$	diametrul colectorului de evacuare
dL_m	viteza de variație a lucrului mecanic
dQ_r	viteza de schimb de căldură cu pereții cilindrului
D_{sup_ad}	diametrul mare al talerului supapei de admisie
D_{sup_ev}	diametrul mare al talerului supapei de evacuare
dT_{cil}	derivata temperaturii din cilindru
e^{β_d}	avansul la injecție
Faer	forța aerodinamică
f_{pc}	factorul de profil al camei care acționează supapa de admisie
F _{rf}	forța totală de rezistență din partea anvelopelor
G	masa totală a autovehiculului
$h.ad_{max}$	înălțimea maximă de ridicare a supapei de admisie de pe scaun
h_{vc}	coeficient de răcire funcție de viteza de siguranță
i _{cil} , i _{gec}	entalpia gazelor din cilindru, respectiv a gazelor din galeria de

	evacuare în poarta supanei de evacuare
Inc	iocul termic
	momentul de inertie totală a autovehiculului
J _I	exponentul adiabatic al fluidului proaspăt
	lungimea nantei
	timpul necesar pentru coborirea nantei de lungime impusă cu viteza
L/V_c	de sigurantă
1.	lungimea hielei
rod m	debitul masic
m.	masa aerului introdusă în galeria de admisie de compresorul
nı,	turbosuflantei
m	debitul masic teoretic
n ,	numărul total de roți
n n	turația motorului
n	turația în otorului turația la puterea maximă
n	presiune
P P	puterea motorului
P _a	presiunea gazelor din cilindru la sfârsitul cursei de admisie
- u Daa	presiunea din galeria de admisie
P gu Dae	presiunea din galeria de evacuare
P _{cil}	presiunea gazelor din cilindru
P _{col}	presiunea din colector
p_d	presiunea în aval de orificiu
P_E	puterea absorbită de motor prin încetarea alimentării
p_e^-	presiunea din galeria de evacuare
P _{emCRB}	presiunea medie efectivă corespunzătoare frânei de tip Jake
P_{emp1}, P_{emp2}	presiunea medie efectivă de pompaj
P_F	puterea necesară de frânare
P_f	pierderile de putere din interiorul motorului
P_{g}, T_{g}	mărimile de stare ale fluidului de lucru la finele evacuării
Pge	presiunea din cilindru la sfârșitul cursei de evacuare
P _{ind}	puterea indicată efectuată prin arderea gazelor
Ppomp	puterea de pompaj efectuată de motor
P_r	puterea absorbită datorită forțelor de rezistență la rulare
P_{sb}	puterea din partea frânei de serviciu
PSPC _{0,colsPSPC}	numărului de kmoli de gaze ce se află în cilindru la stârșitul procesului
D	de compresie
P_{β}	puterea din partea forței gravitaționale
K	constanta universala a gazului ideal
S T	cursa pisionului
	temperatura inițială la începutul pantel
	temperatura fluidului la sfêrsitul compresiei
	temperatura finală impusă
I_f T	temperatura mara impusa temperatura gazelor reziduale din cilindru la sfârsitul cursei de
I ge	evacuare
T. T. T. T. T. T.	temperaturile pistonului, oglinzii cilindrului supapei de admisie
- p) = 0c) = 5A) = SE) = ch	supapei de evacuare respectiv a chiulasei
$T_{\mu\nu} p_{\mu}$	presiunea respectiv temperatura în amonte de orificiu
- u, p u V	viteza de coborâre a autovehiculului

V	volumul
V_i	volumul galeriei de admisie
V_s	cilindree
<i>v_{sb}</i>	valoarea deplasării pedalei de frână față de valoarea de referință
V_t	cilindreea totală a motorului
We	debitul masic
W_{cge}, W_{ge}	vitezele de curgere a gazului din poarta supapei de evacuare și prin
	galeria de evacuare
W _{cilj i}	debitul masic al curgerii dinspre cilindru spre galeria de admisie
W _{icilj}	debitul masic dinspre galeria de admisie spre cilindru
W_{mp}	viteza medie a pistonului
α_{ISF}	unghiul de rotație al arborelui cotit corespunzător închiderii supapei de
	evacuare
<i>V_{cil}</i>	numărul de kmoli de gaz din cilindru
<i>v</i> _{eb}	numărul de °R.A.C. la care începe frânarea
v_f	numărul de °R.A.C. la care are loc injecția de combustibil
V _{ga.cil}	numărul de kmoli de gaze de ardere ce participă la efectuarea ciclului
	motor
β	unghiul pantei
β_{aDSA}	avansul la deschiderea supapei de admisie
β_{aDSE}	avansul la deschiderea supapei de evacuare
β_{aDSF}	avansul la deschidere al supapei de frânare
ßb	deplasarea unghiulară a bielei
B d	avansul injectiei
Bilsa	întârzierea la închiderea supapei de admisie
BUSE	întârzierea la închiderea supapei de evacuare
y y	unghiul de înclinație al sediului supapei
Yev, Yad	unghiul de prelucrare a scaunului supapei
Δp_m	diferența de presiune
ΔT	preîncălzirea aerului de la peretii galeriei de admisie
$\Delta \alpha_a, \Delta \alpha_e$	duratele proceselor de admisie și evacuare
$\Delta \alpha_F$	durata procesului de frânare
3	raportul de compresie
\mathcal{E}_k	coeficientul de creștere al presiunii
E _r	grad de răcire a încărcăturii proaspete
η _{ev}	gradul de evacuare a gazelor din cilindru
λ_{v}	gradul de umplere
η_{vol}	eficiența volumică
θ	unghiul planului înclinat
λ	coeficientul de exces de aer sau coeficientul de dozaj
λ_b	raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei
μ_{sa}	coeficientul de debit a secțiunii oferite de supapa de admisie
ζa	coeficientul global al rezistentei gazodinamice a galeriei de admisie
τ	constanta termică de timp a frânelor
U _{nu}	coeficientul de postumplere
ω	viteza unghiulară a arborelui cotit
Ψ	funcție ce descrie curgerea prin orificii
,	

OBIECTIVELE ȘI STRUCTURA TEZEI

Objective:

Prin studiile și cercetările efectuate, se dorește să se aducă o serie de contribuții ce vizează sistemul de frânare de tip Jake. Principalele obiective vizate a se rezolva, sunt:

- analiza soluțiilor constructive ale sistemelor auxiliare de frânare, printre care și cele ale sistemului Jake;
- diferențierea de tip funcțional a sistemelor de frânare Jake, analiza comparativă a elementelor constitutive față de alte sisteme auxiliare de frânare și cunoașterea detaliată a variantelor constructive utilizate la autovehiculele ce folosesc motoare diesel;
- cunoașterea evoluției proceselor din motorul diesel în cazul frânării de tip Jake și analiza fenomenelor din motorul diesel, cu ajutorul diagramelor desfășurate sau a celor indicate;
- efectuarea unor analize energetice privind eficacitatea sistemelor la frânarea Jake, analiza avantajelor și dezavantajelor funcționale pentru utilizarea sistemelor auxiliare de frânare;
- studierea modelelor matematice utilizate până în prezent pentru determinarea parametrilor termogazodinamici la funcționarea motorului cu aprindere prin compresie, atât în modul normal de funcționare cât și în modul de frână motor;
- dezvoltarea unui program de calcul în mediul de programare Mathcad, ce permite determinarea parametrilor termogazodinamici şi de eficiență ai motorului diesel pentru două moduri de funcționare distincte: funcționare normală şi funcționare în cazul frânării de tip Jake;
- prin intermediul programului de calcul dezvoltat în Mathcad, care conține și un modul pentru calculul dinamic, se dorește studierea influenței unghiului de avans la deschiderea supapei de evacuare asupra momentului de frânare;
- se dorește să se realizeze o analiză detaliată ce vizează determinarea cu o cât mai bună precizie a valorii unghiului de deschidere a supapei de evacuare pentru a se obține o eficacitate de frânare maximă;
- se vor analiza rezultatele obținute în mediul de programare Mathcad, cu cele furnizate de un soft specializat și cu datele obținute experimental pentru motorul diesel cu sau fără frânare de tip Jake;
- realizarea unui stand experimental, care să permită determinarea experimentală a parametrilor ce caracterizează procesele din interiorul cilindrului unui motor diesel;
- proiectarea unui sistem ce permite modificarea momentului de deschidere a supapei de evacuare pentru sistemul de frânare Jake cât şi asigurarea unei legi bine precizate de deschidere a acesteia. Acest lucru se realizează prin intermediul unei tije retractabile ce va fi acționată doar în cazul frânării de tip Jake. Tija retractabilă va acționa la rândul ei o camă profilată care va realiza deschiderea supapei de evacuare. În acest sens vor fi aduse contribuții care asigură deschiderii supapei de evacuare diferit la frânarea Jake față de deschiderea normală, modificarea avansului la deschidere şi asigurarea unei legi controlabile de acționare asupra supapei de evacuare;
- trasarea experimentală a diagramei indicate și a celei desfășurate la un motor diesel monocilindric, pentru cazul funcționării fără aprindere și în cazul frânării Jake, în

condițiile modificării momentului de deschidere a supapei de evacuare. În cazul funcționării cu și fără frânare de tip Jake, cercetările efectuate vor permite compararea valorilor presiunii medii indicate, respectiv a presiunii din cilindrul motor, în dependență de momentul deschiderii supapei de evacuare;

- o analiză a parametrilor motorului diesel determinați pe cale analitică, prin simulare și pe cale experimentală va permite formularea concluziilor finale pentru cazul frânării de tip Jake la motoarele diesel.

Structura tezei:

Teza intitulată "*Cercetări privind frânarea de tip Jake la motoarele diesel*" este structurată pe șase capitole, o listă de referințe bibliografice și anexe.

Primul capitol intitulat *"STADIUL ACTUAL PRIVIND SISTEMELE AUXILIARE DE FRÂNARE"*, este unul introductiv în care se prezintă stadiul actual al cercetărilor în domeniul sistemelor auxiliare de frânare. Capitolul debutează cu un scurt istoric în care sunt furnizate date despre apariția, evoluția și clasificarea sistemelor de frânare. În continuare sunt precizate principiile de funcționare a sistemelor auxiliare de frânare precum și a sistemului de frână Jake. Pentru a realiza o analiză mai aprofundată, s-a găsit că este necesar să se prezinte stadiul actual al dezvoltării modelelor matematice utilizate în analiza sistemelor de frână Jake. Primul capitol se încheie cu o serie de concluzii din care rezultă că tematica de cercetare este de actualitate, fiind însă necesare cercetări asupra modului de control a deschiderii supapei de evacuare.

În cel de-al doilea capitol intitulat "CONTRIBUȚII PRIVIND INVESTIGAREA ÎN MATHCAD A PROCESELOR DIN MOTORUL DIESEL LA FRÂNAREA JAKE", se prezintă contribuțiile teoretice aduse la studiul proceselor din motorul diesel, la frânarea Jake. În această etapă, s-a dezvoltat în mediul de programare Mathcad un model matematic ce cuprinde 507 pagini, prezentat în anexe sub forma unui extras. Softul realizat permite determinarea majorității parametrilor termogazodinamici ai unui motor diesel, pentru cazul funcționării normale cât și în cazul frânei Jake. În conceperea softului s-a plecat cu aplicarea unei metode simplificate de determinare a parametrilor termici de la finele procesului de admisie, aceste date fiind introduse ca date de intrare în cadrul metodei iterative. Tot în acest capitol se ia în considerare și influența supraalimentării. În plus, softul permite o analiză a comportării motorului diesel în regim dinamic pentru cazul frânării de tip Jake. Au fost calculați și analizați parametrii termodinamici implicați în proces, ceea ce a condus la identificarea factorilor care contribuie la creșterea sau scăderea performanțelor motorului în momentul frânării Jake. Rezultatele teoretice obținute au permis formularea unor observații care se regăsesc în concluziile de la finalul capitolului.

Capitolul 3 intitulat "*CONTRIBUȚII PRIVIND SIMULAREA PROCESELOR DIN MOTORUL DIESEL LA FRÂNAREA JAKE*" aduce o serie de contribuții teoretice prin modelarea unui motor M.A.C. și obținerea și interpretarea parametrilor termogazodinamici. În acest sens, s-a utilizat un mediu de simulare consacrat, GT Power, care permite analiza pe sistemele și subsistemele componente ale motorului diesel. S-a urmărit și în acest caz să existe o direcție de analiză asupra frânării de tip Jake a motorului diesel în sensul optimizării avansului de deschidere a supapei de evacuare. Pentru cazul modelării teoretice, parametrii de intrare utilizați au fost cei ai unui motor diesel Lombardini 6LD400, avându-se în vedere că la determinările experimentale va fi utilizat un astfel de motor. Analiza procesului de frânare a presupus modelarea, simularea și evaluarea parametrilor termogazodinamici și a unghiului de deschidere a supapei de evacuare pentru obținerea valorilor maxime ale momentului mediu de frânare. La finele acestui capitol, rezultatele obținute prin simulare au fost comparate cu cele

obținute în Mathcad. Concluziile desprinse în acest capitol, arată că datele obținute prin simulare cu mediul GT Power se regăsesc în bună concordanță cu cele modelate în Mathcad.

În capitolul 4 denumit "PROIECTAREA *SI REALIZAREA* **STANDULUI** EXPERIMENTAL" se regăsesc contribuțiile experimentale aduse în cadrul tezei. După cum reiese și din titlu, se precizează modul în care a fost realizat standul experimental. Conceperea standului a avut în vedere necesitatea verificării rezultatelor teoretice obținute anterior prin modelare sau simulare. Standul realizat include un motor diesel Lombardini 6DL400 de tip monocilindru cu injectie directă. Funcție de caracteristicile constructive ale chiulasei acestui motor, s-a proiectat și realizat sistemul de acționare a supapei de evacuare. Pentru a atinge acest deziderat a fost necesar să se efectueze o serie de modificări constructive. Deși sistemul de actionare variabilă a supapei de evacuare a fost conceput pentru un caz individual, el poate fi generalizat pe orice tip de motor diesel. Pentru înregistrarea pe stand a parametrilor termogazodinamici la functionarea în modul de frânare de tip Jake au fost alese echipamentele de măsură și achiziție a semnalelor, cele de monitorizare a temperaturii în canalizația de admisie si evacuare. S-au proiectat si realizat traductoare pentru măsurarea presiunii din interiorul cilindrului, pentru simularea volumului cilindrului și a unghiului de rotație a arborelui cotit.

Capitolul 5 intitulat "*REZULTATE EXPERIMENTALE ȘI INTERPRETAREA LOR*" prezintă sub formă grafică rezultatele obținute pe stand, pentru cazul frânării Jake la motorul diesel monocilindric Lombardini 6DL400. Osciloscopul HAMEG 1507-2 utilizat în experimente este de tip analog digital cu două canale, permite memorarea datelor obținute și generarea unor matrice cu valorile măsurate ale diferitelor mărimi. Matricele sub forma unor extrase tabelate se regăsesc în anexe. Graficele obținute pentru diagrama indicată și cea desfășurată au permis să se facă o serie de interpretări pentru cazurile în care apare sau nu procesul de frânare Jake. Au fost comparate rezultatele obținute prin modelare cu cele din simulări și cu cele determinate experimental. Concluziile acestui capitol arată că există diferențe între deschiderea momentană a camei la secțiune maximă (cum se practică în stadiul actual) față de cazul deschiderii acesteia în mod controlat – cum se propune în prezenta lucrare. Efectul deschiderii în avans a camei asupra frânării Jake este extrem de vizibil în analiza diagramelor. S-a constat experimental că se poate controla presiunea din cilindru la frânarea Jake, dacă se acționează asupra cursei camei retractabile pe parcursul procesului de frânare Jake după o anumită lege de deschidere.

Cercetările experimentale efectuate arată o bună concordanță a parametrilor obținuți cu cei rezultați prin modelare și simulare și confirmă posibilitatea controlului deschiderii supapei de evacuare și implicit a frânării Jake la motoarele diesel.

În capitolul 6 intitulat "*CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII DE CERCETARE*" s-a făcut o sinteză a rezultatelor obținute pe cale analitică față de cazul experimental, stabilindu-se care sunt contribuțiile teoretice și experimentale aduse. Întrucât automatizarea sistemului de frânare Jake care folosește o tijă retractabilă ce acționează o camă ce deschide supapa de evacuare a unui motor diesel la frânarea Jake a fost testat, dar nu poate fi realizat decât industrial, au fost precizate perspectivele și direcțiile de cercetare care s-ar impune în acest caz.

Teza de doctorat se încheie cu lista de referințe bibliografice utilizate în cercetările întreprinse și 6 anexe ce cuprind extrase din programele de modelare a procesului de frânare de tip Jake realizate în Mathcad, imagini cu diagramele obținute pentru cazul frânării Jake și datele invertorului Danfoss utilizat pe standul experimental.

1 STADIUL ACTUAL PRIVIND SISTEMELE AUXILIARE DE FRÂNARE

1.1 Introducere

Principalul mod de propulsare a autovehiculelor cu roți, la nivel mondial, este realizat prin utilizarea motoarelor cu ardere internă cu piston. În zilele noastre, acestor motoare li se cere o mai bună fiabilitate, costuri mai mici de producție, diminuarea emisiilor de noxe poluante, precum și o cât mai bună eficiență.

Progresul tehnic a condus la creșterea performanțelor autovehiculelor prin intermediul optimizării geometriei pistonului, utilizarea de materiale noi la fabricarea componentelor interne ale motoarelor precum și prin perfecționarea tehnologiilor de fabricație. Un aport important în acest sens a fost adus și prin cercetările efectuate asupra aerodinamicii caroseriei și a studiului interfeței pneu suprafață de rulare.

Principalele îmbunătățiri aduse autovehiculelor rutiere, sunt:

- diminuarea cantităților de noxe poluante evacuate de motoarele cu ardere internă, așa după cum precizează [My10];
- îmbunătățire randamentului motoarelor cu ardere internă prin folosirea de noi sisteme cum ar fi cele de injecție şi de supraalimentare, a catalizatoarelor şi a celor de recirculare a gazelor de evacuare;
- diminuarea forțelor de rezistență aerodinamică datorate geometriei caroseriei prin perfecționarea curgerii aerodinamice a aerului [Hu09], [La02];
- reducerea pierderilor interne de energie de la nivelul motorului, datorate în principal frecărilor din cuplele cinematice [El08];
- micşorarea pierderilor de energie cinetică de la nivelul interfeței anvelopă cale de rulare [Ka06].

Aceste îmbunătățiri, au condus la modificarea capacității native de frânare a autovehiculelor.

Datorită modificării capacității de frânare, precum și încercărilor de coordonare a coloanelor de mașini, diminuării consumului de carburant și creșterii vitezei sigure de deplasare, a rezultat necesitatea dezvoltării unor noi sisteme de frânare auxiliară și de perfecționare continuă a celor deja existente.

Frâna auxiliară este un dispozitiv, montat pe autovehiculele rutiere, menit să îmbunătățească capacitatea de încetinire, fiind răspândită cu precădere în cadrul autovehiculelor de tonaj. Sistemele de frânare auxiliară au fost concepute pentru a permite suplimentarea sau chiar înlocuire frânei de serviciu în anumite condiții, iar în unele cazuri pot asigura menținerea unei viteze constante în zonele de pantă.

Beneficiile majore aduse autovehiculelor prin implementarea sistemelor de frânare auxiliară, pot fi sintetizate astfel [Gr02], [Gr08], [Gr11], [Ka06], [G014]:

- minimizarea utilizării sistemului de frână de serviciu;
- creșterea duratei de viață a elementelor de fricțiune din cadrul frânei de serviciu;
- reducerea uzurii mecanice de exploatare a sistemului de frânare;
- prelungirea duratei de viață a anvelopelor;
- creșterea vitezei sigure de deplasare;
- îmbunătățirea siguranței circulației;
- reducerea costurilor de întreținere.

Sistemele utilizate la frânarea autovehiculelor sunt împărțite în două mari clase:

- Sisteme de frânare clasice (frână de serviciu):

În acest caz, realizarea frânării are loc prin fricțiunea a două componente. Acest sistem a fost proiectat în vederea diminuării vitezei de deplasare a autovehiculelor până în momentul opririi. În cazul mașinilor de tonaj, acest sistem tinde a fi folosit cât mai limitat, cu precădere pentru cazurile de frânare de urgență, suplimentarea frânei auxiliare și în vederea staționării;

- Sisteme de frânare auxiliare:

Acest sistem este întâlnit la aproape toată gama de autovehicule de tonaj mediu și mare (autocamioane, autobuze), fiind compus din diverse ansamble care facilitează reducerea vitezei de deplasare, aducând un plus de siguranță circulației rutiere.

Necesitatea implementării sistemelor de frânare auxiliare pe autocamioane este analizată într-un studiu efectuat de firma "Telma" în [Ma96]. În articolul [Ma96], studiu pleacă de la o comparație între aria suprafețelor de fricțiune utilizate în cadrul sistemului clasic de frânare, pentru cazul autoturismelor, respectiv cel al autocamioanelor. Rezultatele studiului indică faptul că raportul ariilor de fricțiune ale celor două tipuri de vehicule nu este comparabil cu raportul maselor acestora. Ca urmare a acestor rezultate, dezvoltarea și implementarea sistemelor auxiliare de frânare la autocamioane, reprezintă o necesitate.

Circulația pe drumurile publice, prezintă cazuri particulare precum deplasarea în pantă sau deplasarea prin localități, unde regimul de funcționare este de obicei unul cu opriri și porniri repetate. În aceste cazuri, este necesar un control riguros asupra vitezei de deplasare în sensul menținerii unei viteze constante sau a diminuării bruște a acesteia. Acest control poate fi efectuat prin intermediul sistemului de frânare clasic fără repercusiuni majore asupra eficacității de frânare sau a duratei de viață a elementelor componente ale sistemului doar la autoturisme.

La mașinile de transport marfă cu o masă utilă mare (sau la cele destinate transportului de persoane) care efectuează opriri repetate, sistemul clasic de frânare trebuie suplimentat cu un sistem auxiliar, pentru o mai bună economicitate și eficacitate a frânării. De asemenea, la astfel de autovehicule, de multe ori sunt necesare manevre de menținere a unei viteze sigure de deplasare, în vederea asigurării unui bun control al autovehiculului.

Sistemele auxiliare de frânare, rezolvă una dintre cele mai delicate probleme ale sistemelor clasice de frânare, la care în cazul utilizărilor repetate, pentru perioade lungi de timp, cantitatea de căldură degajată în cupla de fricțiune, poate atinge valori însemnate. De cele mai multe ori, aceste temperaturi pot conduce la o încălzire excesivă a jantei și scoaterea din uz a anvelopei ca urmare a îmbătrânirii premature a materialului. Mai mult, ca urmare a temperaturilor ridicate, materialul de fricțiune suferă modificări ale proprietăților mecanice și compoziției chimice ce conduc la o scădere semnificativă a eficacității de frânare. În concluzie, în situația prezentată apare o uzură rapidă a elementelor de fricțiune ce conduce la scoaterea din uz a sistemului clasic de frânare.

Din cele menționate se observă necesitatea diminuării numărului de utilizări pentru frâna de serviciu folosind sistemele auxiliare de frânare.

Cercetările efectuate de Seykens în [Se06] și Lee în [Le11] asupra sistemelor auxiliare de frânare, au arătat că acestea pot fi utilizate la:

- controlul autovehiculelor în vederea sporirii siguranței circulației;
- acționarea mai fluentă și mai ușoară a treptelor de viteză în cadrul cutiilor automate sau semiautomate;
- reducerea consumului de carburant;
- dezvoltarea de sisteme regenerative pneumatice.

1.2 Istoricul apariției și evoluției sistemelor auxiliare de frânare

Istoricul sistemelor de frânare auxiliare este util de menționat deoarece ne furnizează o privire de ansamblu asupra apariției și dezvoltării conceptelor folosite la creșterea eficacității unor atare sisteme.

Astfel, încă din 1926 Sarrazin a patentat ideea folosirii *curenților turbionari* Foucault, pentru aplicații ce vizează reducerea vitezei de deplasare a autovehiculelor [Ma96]. În 1936 ",Telma" cumpără drepturile patentului, începând producția retarderului electromagnetic [Ma96].

În 1954 "Williams Air Control" a dezvoltat principiul *retarderului obturator de evacuare*, care se folosește și în zilele noastre pe unele autocamioane ușoare [Ma96].

În 1956 Cummins și alții au pus bazele conceptului de *frânare cu eliberarea compresiei*, în scurt timp lansând pe piață o primă variantă a frânei de motor [Ma96].

Cummins C. Lyle și Haviland G. S. publică în 1961 un articol [Cu61] în care menționează faptul că încetinirea vehiculelor poate avea loc pe seama modificării ciclului motor. În acest sens ei precizează că procesele din motor se transformă în cele specifice unui compresor, și că deși ideea data de mai bine de 40 de ani, niciuna dintre încercările în acest sens de până atunci, nu s-au dovedit a fi sigure sau realizabile.

Cel mai utilizat concept de frână auxiliară, în prezent, este cel dezvoltat de Cummins, ca urmare a eficienței crescute de frânare ce poate fi obținută prin transformarea motorului întrun compresor. Mai mult, ca urmare a faptului că funcționarea motorului în astfel de situații este caracterizată printr-o eficacitate scăzută, ca urmare a pierderilor inerționale precum și prin înrăutățirea condițiilor de formare a amestecului datorită îmbogățirii acestuia la decelerare [Bo96], sistemul de frânare auxiliar cel mai adecvat este cel de frână motor cu eliberarea compresiei. Un avantaj al acestui sistem de frânare auxiliară este faptul că nu sunt necesare modificări importante ale componentelor motorului, putând fi utilizat și pe motoarele care nu au fost proiectate în acest sens. O altă caracteristică distinctă a sistemului de frânare cu eliberarea compresiei, este faptul că la acționarea sistemului, injecția de combustibil este inhibată.

Ca urmare a popularității de care se bucură, frâna de motor cu eliberarea compresiei a devenit cunoscută sub termenul de "*Jake brake*", aceasta fiind o marcă înregistrată a firmei "Jacobs Vehicle Systems". Acest termen, descrie un sistem auxiliar de frânare montat de obicei în cadrul motoarelor diesel de putere, care permite realizarea deschiderii supapei de evacuare în imediata apropiere a momentului injecției. Pe durata funcționării, sistemul oprește alimentarea combustibilului și modifică ordinea de efectuare a proceselor motorului cu ardere internă, într-una caracteristică compresoarelor, consumând în acest fel din energia cinetică de deplasare a autovehiculului. Din aceste considerente, în această lucrare va fi folosit termenul de "frână Jake", pentru cazurile în care ne referim la descrierea făcută mai sus.

Sistemul de frână Jake, poate asigura o putere de frânare de până la 85% din puterea nominală a motorului [We55], un timp scurt de răspuns și de asemenea unele configurații de motoare cu frână Jake oferă posibilitatea utilizării secvențiale a puterii de frânare totale dezvoltate conform [Dr04]. Deși sistemele de frânare Jake au o eficiență crescută, acestea generează o poluare fonică importantă datorită evacuării gazelor din cilindru, aflate la presiuni ridicate, prin interstiții de mici dimensiuni. Datorită acestui neajuns, în unele zone geografice folosirea sistemului de frână Jake a fost restricționat [Ja00]. În vederea ameliorării zgomotului produs, asemănător focurilor de armă, a fost necesară utilizarea de amortizoare de zgomot suplimentare în cadrul sistemului de tobe de eșapament. În [Mi03], este propus un sistem de reducere a zgomotului rezultat în urma utilizării motorului în modul de frână Jake.

În baza celor prezentate se propune ca în cadrul tezei să se proiecteze și realizeze un sistem de control asupra acționării supapei de evacuare la frânarea Jake, care să permită deschiderea în avans a acesteia după o lege predeterminată, fapt care asigură:

- controlul momentului deschiderii/închiderii supapei de evacuare;
- controlul presiunii din interiorul cilindrului;
- asigurarea unei legi impuse de deschidere a supapei de evacuare;
- diminuarea nivelului de zgomot, fără a diminua însă eficacitatea la frânarea Jake.

La polul opus din punct de vedere al eficienței de frânare se află sistemul de frână tip obturator de evacuare, care însă asigură un nivel de poluare fonică apropiată de cazul funcționarii normale a motorului. În cazul acestor sisteme, timpul de răspuns este considerabil mai mare.

Sistemele de frână Jake pot înregistra o creștere a puterii de frânare în două moduri:

- prin creșterea cantității de aer introdusă în cilindru în cazul cursei de admisie;
- printr-un control mai riguros a mecanismului de actionare a supapei de evacuare.

Sistemele de frână Jake au fost îmbunătățite continuu, ajungându-se ca în 2010 să poată dezvoltă puteri de frânare de 600CP, conform [Ja12], așa după cum este ilustrat în Figura 1.1.



Figura 1.1. Evoluția puterii de frânare pentru sistemele de tip Jake, [Ja12]

1.3 Clasificarea sistemelor auxiliare de frânare

După cum s-a arătat, sistemele de frână auxiliară, au ca scop principal menținerea sau diminuarea vitezei de deplasare. Acestea pot fi clasificate din punct de vedere al *componentelor* asupra cărora acționează. Principalele categorii de sisteme auxiliare de frânare dezvoltate până în prezent, sunt:

- retarderul de lanţ cinematic;
- frâna de motor.

Din punct de vedere al *soluției constructive*, adoptate la proiectarea sistemului de frână auxiliară, există patru clase principale:

- frână Jake;
- frână obturator;
- retarder hidraulic;
- retarder electromagnetic.

În Figura 1.2 este prezentată clasificarea sistemelor de frânare auxiliare.



Figura 1.2. Clasificarea sistemelor auxiliare de frânare

1.4 Principii de funcționare a sistemelor auxiliare de frânare

1.4.1 Sistemul de frână Jake

Sistemul de frânare Jake se bazează pe eliberarea compresiei din cilindru, la finele cursei de compresie în vederea consumării de lucru mecanic. Sistemele de frână de tip Jake sunt proiectate pentru a determina deschiderea supapei de evacuare, înainte de atingerea P.M.I., cel mai adesea acest moment fiind momentul atacului injectorului. Aceste sisteme sunt capabile să ridice supapa de evacuare de pe scaun cu o anumită distanță fixă, aleasă constructiv. Sistemele de frânare Jake utilizate la motoarele diesel, în momentul în care sunt acționate, comută de pe funcționarea normală (considerată cu ardere) pe funcționarea în modul de frânare (fără ardere) urmată de eliberarea compresiei prin deschiderea bruscă a supapei de evacuare.

Sistemele din această categorie au fost dezvoltate de mai multe companii, găsindu-se într-o largă varietate de forme constructive. Din punct de vedere constructiv, mecanismul de deschidere a supapei de evacuare în modul frână, poate fi acționat prin sisteme de acționare: mecanice, hidraulice, pneumatice, electromagnetice, precum și combinații ale acestora.

Odată cu dezvoltarea tehnicii de calcul, mai multe încercări de control sau de obținere a unui moment de frânare au fost efectuate în [Ba05], [Co03], [Wa03] și [Fu00] prin utilizarea sistemelor electronice, sau prin folosirea acestora la îmbunătățirea performanțelor frânei de motor de tip Jake.

1.4.1.1 Sistemul de frână Jake cu mecanism hidraulic de acționare

În Figura 1.3 pot fi analizate elementele componente ale sistemului de frânare Jake dezvoltat de Cummins care a proiectat deschiderea supapei de evacuare să se realizeze de către un sistem hidraulic de acționare.



Figura 1.3. Sistem de frână Jake cu acționare hidraulică, [Te12]

Sistemul de frână motor cu mecanism hidraulic de acționare a supapei, prezintă un circuit principal ce trebuie parcurs de fluidul de lucru. În momentul când este acționat sistemul de frânare Jake, supapa electromagnetică deschide circuitul de joasă presiune. Acesta la rândul său, prin intermediul supapei de control va deschide circuitul de înaltă presiune, astfel încât, pistonul secundar va acționa supapa de evacuare a sistemului Jake. Umplerea sistemului hidraulic, respectiv acționarea pistonului secundar, poate determina apariția de întârzieri importante în răspunsul sistemului. Acest sistem, prezintă o bună eficientă de frânare odată cu creșterea turației motorului, respectiv cu intrarea în funcționare a geometriei turbinei de supraalimentare. Sistemul de frână motor în discuție poate fi implementat cu uşurință pe motoare, chiar dacă inițial acestea nu au fost prevăzute cu acest sistem.

Descrierea succintă a funcționării sistemului de frână Jake cu acționare hidraulică este prezentată prin intermediul a câtorva secvențe în [Ja05]. După cum reiese din Figura 1.4, dacă sistemul este inactiv, supapa solenoid nu permite trecerea uleiului spre sistemul hidraulic de acționare.



Figura 1.41. Sistem Jake de frânare, motor inactiv, [Ja05]

Trecerea motorului în modul de frânare are loc prin alimentarea cu tensiune electrică a bornelor supapei solenoid. Această supapă electrică permite în aceste condiții trecerea uleiului motor spre circuitul hidraulic de joasă presiune a ansamblului (circuit ce ține de la supapa solenoid până la supapa de control). Sub presiunea uleiului din circuitul de joasă presiune, bila supapei de control permite umplerea circuitului hidraulic de înaltă presiune (circuitul celor două pistoane - principal respectiv secundar) ca în Figura 1.5.



Figura 1.5. Umplerea sistemului hidraulic cu fluid de lucru, [Ja05]

Uleiul din circuitul hidraulic, aflat sub presiunea realizată de pompa de ulei a motorului cu ardere internă, împinge pistonul principal spre exterior, astfel încât distanța dintre brațul culbutorului și cilindru principal se diminuează. Mișcarea de coborâre a pistonului principal este limitată de lamela elastică. Ca urmare a balansului culbutorului, are loc o mișcare ascendentă a pistonului principal, iar în circuitul hidraulic se înregistrează o creștere a presiunii uleiului. Diferența de presiune conduce la revenirea bilei supapei de control în poziția inițială. Astfel deși electrovalva solenoid rămâne alimentată, valva de control nu mai permite alimentarea circuitului de înaltă presiune cu ulei. În această fază ansamblul hidraulic este divizat în două zone cu presiuni diferite, zona albastră reprezintă circuitul de joasă presiune, iar cea roșie circuitul de înaltă presiune, după cum se vede în Figura 1.6.



Figura 1.6. Mecanismul de creștere a presiunii de alimentare, [Ja05]

Presiunea înaltă creată după valva de control învinge rezistența sistemului de arcuri al supapelor de evacuare, conducând în final la coborârea pistonului secundar. Pistonul secundar se află în contact cu tachetul supapelor de evacuare și în consecință, după cum se observă în Figura 1.7, are loc ridicarea de pe soclu a supapelor de evacuare.



Figura 1.7. Deschiderea supapei de evacuare, [Ja05]

Datorită portanței uleiului, odată cu ascensiunea pistonului secundar are loc o coborâre a pistonului secundar și invers. La încetarea atacului injectorului, are loc o mișcare descendentă a tijei culbutorului injectorului urmărită de pistonul principal. În consecință pistonul secundar are o mișcare de ascensiune, iar în final are loc așezarea pe scaun a supapelor de evacuare. La finele acestui proces are loc o egalizare a presiunilor dintre cele două circuite hidraulice, valorile presiunii uleiului fiind apropiate de cele inițiale. Ciclul descris continuă atât timp cât electrovalva solenoid este alimentată cu tensiune electrică. În caz contrar, forța arcului valvei de control învinge forța de presiune a uleiului ce rămâne în circuitul hidraulic de joasă presiune, permițând evacuarea uleiului din circuitul celor două pistoane, după cum rezultă din Figura 1.8.



Figura 1.8. Descărcarea sistemului, [Ja05]

După parcurgerea acestor etape, sistemul frână motor tip Jake cu mecanism hidraulic de acționare a supapei de evacuare este pregătit pentru un nou ciclu de funcționare.

1.5 Procesele din motorul diesel în modul de frână Jake

Ca urmare a deschiderii supapei de evacuare în avans față de punctul mort interior, ciclul motor suferă modificări față de cel normal (cu ardere). Noua ordine a proceselor ce compun ciclul motor, va fi:

- admisie;
- compresie;
- frână motor;
- destindere;
- evacuare.

Această ordine de desfășurare a proceselor din cadrul unui ciclu, transformă funcționarea motorului cu ardere internă în una caracteristică compresoarelor cu piston. În funcție de durata procesului de frână motor procesul de destindere poate exista sau nu în ciclul motor caracteristic frânării Jake.

Pe durata desfășurării procesului de frânare Jake, injecția de combustibil este suprimată total.

Ca urmare a acestor schimbări, putem spune că motorul cu ardere internă prezintă două moduri distincte de funcționare, și anume: funcționarea normală (cu ardere), respectiv funcționarea în modul de frână de motor.

În cazul funcționarii normale motorul produce lucru mecanic, însă în modul de frânare, acesta consumă din energia cinetică a arborelui cotit.

Funcționarea în modul de frânare Jake asigură în cazul deplasării autovehiculului în pantă:

- o economie substanțială de carburant;
- un control mai riguros asupra vitezei de deplasare.

Dacă economia de carburant se datorează suprimării injecției, controlul asupra vitezei de deplasare este asigurat prin suplimentarea forței de frânare ca urmare a consumării unei părți din energia cinetică de deplasare a autovehiculului. Pentru ca acest lucru să fie posibil, este nevoie ca una din treptele de viteză ale cutiei de viteză să fie angajate.

Proiectarea sistemelor auxiliare de frânare ale motoarelor, este strâns legată de regimul termic al componentelor camerei de ardere, precum și de modul realizării schimbului de gaze.

Deși funcționarea în modul de frânare Jake presupune anularea procesului de ardere, temperaturile din camera de ardere ajung totuși la finele procesului de comprimare, la valori destul de ridicate, ce pot determina scoaterea din uz a diferitelor elemente componente ale acesteia. Una dintre aceste componente, care nu mai beneficiază de răcirea cu combustibil, o reprezintă injectorul.

Procesul de frânare Jake este considerat un proces de schimb de gaze, fiind considerat o transformare adiabată. Ipotezele emise au o aceeași abordare teoretică și de Lyle Kocher, Ed Koeberlein, Karla Stricker, D. G. Van Alstine, Brandon Biller și Gregory M. Shaver în [Ko11].

Parametrii ce definesc procesul de frânare sunt dependenți de modul de desfășurarea a celorlalte procese ce alcătuiesc ciclul motor. Din acest motiv analiza procesului de frânare trebuie să ia în calcul și restul proceselor termodinamice.

Utilizarea sistemelor de supraalimentare în cadrul *admisiei*, în cadrul motoarelor cu ardere internă, conduc la o creștere a gradului de umplere a cilindrului. Se realizează astfel o creștere a cantității de gaze proaspete ce ocupă volumul camerei de ardere și implicit o sporire substanțială a eficienței sistemului de frânare tip Jake. Deci, în cazul utilizării motorului în modul de frânare se urmărește ca la finele procesului de admisie temperatura gazelor din cilindru să aibă o valoare cât mai mică, iar presiunea acestora o valoare cât mai mare.

Eficiența procesului de *evacuare* este apreciată prin gradul de evacuare. O valoare scăzută a acestui parametru conduce la diminuarea randamentul umplerii și în consecință contribuie la diminuarea eficienței de frânare. Acest lucru poate avea loc datorită temperaturilor ridicate la care se află gazele din cilindru după terminarea procesului de comprimare.

Analiza proceselor de admisie și evacuare, care împreună formează procesul de schimb de gaze, se studiază cu ajutorul diagramei de pompaj. Deși procesul de schimbare a gazelor este studiat ca un proces unitar, acesta este format din trei faze distincte: evacuarea, baleiajul cilindrului respectiv admisia. Efectuarea unui studiu asupra variației parametrilor termogazodinamici ai procesului de frânare, poate conduce la găsirea de soluții de îmbunătățire a performantelor energetice ale motoarelor cu ardere internă.

Analiza procesului de *comprimare* urmărește precizarea evoluției parametrilor de stare precum presiunea și temperatura gazelor din cilindru. Valorile finale ale acestor parametri sunt importante deoarece reprezintă datele de intrare pentru calculul procesului de frânare. Deoarece urmărim ca lucrul mecanic efectuat de piston în cursa de comprimare sa fie cat mai mare, valoarea presiunii la finele acestui proces trebuie să aibă o valoare cât mai ridicată. Această valoare este atinsă doar în jurul P.M.I..

Diagrama p-V obținută de Moklegaard și Stefanopoulou în [Mo01] este reprezentată în Figura 1.9. Din această diagramă se observă că momentul deschiderii supapei de evacuare (BVO) ce produce evenimentul de frânare este ales cu mult înaintea atingerii presiunii maxime în cilindru.

Dacă se va considera avansul la deschiderea supapei de evacuare la valoarea unui unghi din imediata apropiere a P.M.I., unde presiunea tinde spre valoarea maximă, mare parte din lucrul mecanic consumat în cursa de comprimare se va întoarce la arborele cotit prin efectul de arc din partea gazelor. Din acest motiv, începutul procesului de frână motor trebuie să aibă loc înainte de P.M.I., pentru diminuarea acestui efect.



Figura 1.9. Diagrama p-V pentru funcționarea normală și la frânarea Jake, [Mo00a]

Din diagrama p-V observăm că valoarea maximă a presiunii din cilindru în cazul funcționării motorului în regim de fânare, este de patru ori mai mică decât valoare maximă a ciclului cu ardere.

Lasse Moklegaard și alții în lucrarea [Mo01], introduc modelul frânei de motor, sub formă de cod "C" în mediul de simulare Matlab/Simulink. Rezultatele obținute în cazul tranziției din starea normală de funcționare în modul de frână motor sunt prezentate în Figura 1.10. Din diagramele prezentate aferente turației, se observă că simularea s-a desfășurat pentru valoarea impusă de 1600 r.p.m, păstrată constantă. Autorii au folosit un artificiu pentru a preîntâmpina erorile de extrapolare. Astfel în a treia diagramă din partea stângă, graficul presiunii din cilindru ne permite să observăm că s-a inhibat injecția cu un ciclu înainte de producerea evenimentului de frânare.



Figura 1.10. Durata de răspuns la comutarea între ardere și frânarea Jake, [Mo01]

Acționarea supapei pentru producerea frânării are loc la 685 °R.A.C. (ultima diagramă din stânga jos). Răspunsul în presiune (P₁, P₂), simulat de mediul Matlab/Simulink, pentru galeriile de admisie și evacuare demonstrează importanța deosebită ce trebuie acordată descrierii comportării turbosuflantei pentru o bună aproximare a modificării momentului motor sau după caz a momentului de frânare. Momentul total instantaneu al motorului, este trasat în diagrama a patra din partea dreaptă. După cum se observă în Figura 1.10, s-a constatat prin simulările efectuate că timpul necesar tranziției complete între cele două moduri de funcționare este de 15 cicluri.

O altă comparație realizată între valorile măsurate și simulate a fost realizată pentru presiunea din cilindru, atât în modul de frânare cât și în modul normal de funcționare. Trebuie menționat că măsurătorile au fost efectuate pentru mai multe valori ale turației la încărcări diferite. Datele obținute în [Mo01], sunt prezentate în Figura 1.11.



Figura 1.11. Modificarea presiunii din cilindru - valori măsurate și simulate, [Mo01]

După cum se poate vedea în Figura 1.11, valorile maxime ale presiunii din cilindru atinse în modul de frânare sunt de $36 \cdot 10^5$ Pa la 1300 r.p.m., respectiv de $45 \cdot 10^5$ Pa la 1500 r.p.m. Deoarece diferențele dintre datele măsurate și cele simulate sunt mici, modelul matematic propus pentru simulări poate fi folosit la descrierea comportării M.A.C. la frânarea de tip Jake.

Un alt soft utilizat la modelarea proceselor din motoarele cu ardere internă, în cazul folosirii sistemelor de frână motor Jake, este GT-Power.

În [Fr10] este prezentat un model 1D de analiză cu ajutorul softului GT-Power pentru un motor MWM Internațional, care a urmărit:performanțele sistemului la frânarea Jake, comportarea mecanismului hidraulic de acționare a supapelor de evacuare, studiul curgerii gazelor, influența turbosuflantei asupra capacității de frânare precum și evoluția temperaturilor respective a presiunilor în galeriile de admisie-evacuare.

Sistemul modelat folosește un ansamblu hidraulic de blocare a brațului culbutor pentru poziția deschis a supapei de evacuare, prin intermediul unei coloane de ulei aflat la presiune înaltă, doar atunci când presiunea gazelor din poarta supapei de evacuare depășește o anumită valoare. Schema bloc de modelare a mecanismului hidraulic de acționare este dată în Figura 1.12.



Figura 1.12. Modelarea mecanismului hidraulic de acționare, [Fr10]

1.6 Concluzii

- 1. Sistemele de frânare clasice, prezintă dezavantajul că nu pot asigura frânarea în bune condiții a autovehiculelor diesel de mare tonaj, pentru întreaga gama de combinații a unghiurilor de înclinare și lungimii pantelor, de pe drumurile publice.
- 2. Componentele de fricțiune ale sistemelor clasice de frânare se supraîncălzesc în cazul utilizării repetate sau pe perioade îndelungate de funcționare.
- 3. Până în prezent conform firmei *Telma* [Ma96], au apărut sisteme de frânare auxiliare care pot dezvolta puteri de frânare de 85% din puterea nominală a motorului. Acestea au apărut datorită creșterii puterii motoarelor diesel care a condus la ridicarea masei transportate și implicit a necesității unor capacități de frânare mai mari.
- 4. Funcționarea sistemelor auxiliare au ca dezavantaj faptul că există o dependență a puterii de frânare, funcție de turația motorului sau a roților tractoare.
- 5. Dintre sistemele dezvoltate până în prezent pentru frânarea auxiliară a motoarelor diesel, s-a impus prin eficacitatea la frânare și a timpului de răspuns redus, cele de tip Jake.
- 6. Cel mai mare dezavantaj al sistemelor de frânare Jake îl reprezintă poluarea fonică, care apare ca urmare a evacuării gazelor din cilindru spre finalul cursei de compresie, printr-un ajutaj convergent de secțiune mică, format între supapă și scaunul acesteia.
- 7. Utilizarea sistemului de frânare Jake impune acțiunea asupra supapei de evacuare. Acționarea supapei de evacuare are loc la o anumită valoare predeterminată a unghiului de rotație al arborelui cotit.
- 8. S-a constat că există și alte beneficii ale sistemelor de frână motor, acestea fiind utilizate în aplicații care vizează o angajarea mai rapidă a treptelor de viteză, respectiv dezvoltarea de sisteme regenerative pneumatice.
- 9. Analizând cercetările efectuate până în prezent s-a constatat că sporirea eficienței la frânarea Jake este posibilă prin dezvoltarea unor sisteme mecanice, hidraulice sau

electrice care să permită acționarea supapelor de admisie și/sau evacuare după o anumită lege predeterminată.

- 10. Au fost analizate modelele matematice dezvoltate până în stadiul actual destinate studierii fenomenelor la frâna de motor Jake. S-a constatat că datele de intrare care influențează semnificativ rezultatele calculelor sunt: debitul de combustibil, presiunea din cilindru, profilul și duratele de deschidere ale supapelor de evacuare. Ecuațiile ce descriu funcționarea motorului în regim de frânare utilizează principiul conservării masei și a energiei.
- 11. Principalele sisteme auxiliare de frânare dezvoltate până în prezent sunt:
 - frâna Jake;
 - frâna obturator de evacuare;
 - retarderul hidraulic;
 - retarderul electromagnetic.
- 12. Eficiența frânei de motor crește odată cu sporirea numărului de cicluri motor în unitatea de timp.
- 13. Turbosuflanta îmbunătățește capacitatea de umplere a cilindrului prin creșterea densității fluidului de lucru, conducând la o mai bună performanță a frânei de tip Jake.
- 14. Avansuri cât mai mici la deschidere supapei de evacuare, conduc la:
 - valori mai mari ale presiunii în cilindru;
 - înrăutățirea eficienței la frânarea Jake prin apariția efectului de arc din partea fluidului de lucru;
 - diminuarea puterii de frânare Jake datorită inerției coloanei de fluid.
- 15. Utilizarea motorului diesel în modul de frânare Jake, are ca efect:
 - înlocuirea procesului de ardere cu unul de comprimare;
 - diminuarea drastică a duratei procesului de destindere funcție de menținerea supapei de evacuare în poziția deschis.
- 16. Pentru reducerea zgomotului cauzat de trecerea unei cantități mari de aer prin interstițiul oferit prin ridicarea supapei de evacuare, cât și pentru controlul legii de ridicare a acesteia s-a considerat că sunt necesare noi cercetări în domeniu.

2 CONTRIBUȚII PRIVIND INVESTIGAREA ÎN MATHCAD A PROCESELOR DIN MOTORUL DIESEL LA FRÂNAREA JAKE

2.1 Introducere

Calculul parametrilor termogazodinamici, s-a realizat prin utilizarea ecuațiilor de conservare a masei și energiei, luând în considerare și ecuația de stare a gazelor. Pentru calculul acestor parametri, relațiile utilizare sunt cele din [Gr83], [He88], [Bă95], [Bu01], [Po03], [Mi04], [Va04], [Ab07], [Me07] și nu numai.

2.2 Calculul în Mathcad a parametrilor termodinamici ai motorului diesel la frânarea Jake

Calculul termic specific motoarelor diesel fără frânarea Jake a fost implementat în mediul de programare Mathcad (Anexa 1), în vederea trasării diagramei indicate și investigării variației parametrilor termogazodinamici.

Codul Mathcad [Ma14], este construit, prin apelarea repetată a funcțiilor decizionale respectiv a celor cu ajutorul cărora se formează bucle de iterație. Principalele funcții care au fost utilizate sunt : "if", "otherwise", "for" și "while", așa cum este prezentat și în articolul [Ma13d].

Programul ce realizează calculul termic este alcătuit din patru subprograme, câte unul pentru fiecare proces ce alcătuiește ciclul motor. Procesul de admisie și evacuare sunt cuplate într-un singur subprogram denumit "schimbul de gaze".

Fiecare proces component al ciclului motor, este tratat distinct prin intermediul unui cod iterativ. În principiu codul Mathcad pentru fiecare proces al motorului diesel conține:

- o rădăcină care conține datele de intrare,
- corpul unei funcții iterative specifică mediului de programare,
- secvența de memorare
- secvența de tipărire a valorilor calculate ale variabilelor.

Prin obținerea unor matrici de valori, la fiecare pas de iterație, pentru variabilele codului de calcul, se realizează calculul termic și cel dinamic al motorului.

În rădăcina codului fiecărui proces, sunt specificate valorile inițiale ale variabilelor ce urmează a fi calculate prin intermediul buclei de iterație. Unele dintre aceste valori sunt adoptate din literatura de specialitate sau alese pe baza unui studiu preliminar asupra motoarelor aparținând aceleiași clase cu cea studiată. La inițierea fiecărui nou proces s-au introdus ca date inițiale valorile ultimei coloane a matricei variabilelor procesului anterior. Acest lucru este realizat automat cu ajutorul funcției "cols", care returnează numărul de coloane a unei matrice.

2.2.1 Metoda simplificată

Într-o prima fază, s-a efectuat un calcul termic al motorului diesel prin intermediul metodei simplificate. Pentru realizarea acestui calcul sunt necesare câteva date minime de intrare. O parte dintre aceste date de intrare au fost adoptate în baza literaturii de specialitate din domeniul motoarelor diesel.

Pentru determinarea parametrilor termodinamici prin intermediul metodei simplificate, este necesar să fie calculate o serie de mărimi precum viteza medie a pistonului, secțiunea litrică a supapei de admisie, gradul de încălzire a fluidului proaspăt și durata procesului de admisie. Toate valorile adoptate pentru aceste mărimi precum și modul în care au fost efectuate calculele sunt prezentate în Anexa 1.

Pe baza parametrilor fazelor de distribuție sunt calculate duratele proceselor de admisie și evacuare ($\Delta \alpha_a$) respectiv ($\Delta \alpha_e$).

Pe baza relațiilor de calcul a principalilor parametri termodinamici ce caracterizează desfășurarea procesului de admisie, în [Gr80] este prezentat un sistem de cinci ecuații. Prin substituirea tuturor necunoscutelor într-o singura relație, se ajunge la forma a două expresii funcție de gradului de umplere, prezentate în relația:

$$F(\eta_{v}) = \frac{P_{0}\eta_{v}\Theta k_{a}(\varepsilon-1)(1-\upsilon_{pu})+P_{g}}{1+k_{a}(\varepsilon-1)},$$

$$G(\eta_{v}) = \left[P_{0}-0.5\cdot10^{-5}(1+\xi_{a})\rho_{aer}f_{pc}\left(\frac{D^{2}}{d_{0a}^{2}}\frac{180}{\Delta\alpha_{a}}\right)^{2}W_{pmed}^{2}\right]\left[1-18\cdot10^{-6}\frac{k_{a}-1}{a_{aer}^{2}}\left(\frac{\eta_{v}}{\mu_{sa}}\right)^{2}\frac{n_{p}^{2}}{\Delta\alpha_{a}^{2}\cdot SL_{sa}^{2}}\right]^{\frac{k_{a}}{k_{a}-1}}.$$
(2.1)

Deoarece sistemul ce se formează este unul transcendent, cu ajutorul mărimilor calculate și/sau adoptate, sunt trasate graficele celor două funcții, la intersecția cărora se găsește valoarea gradului de umplere a cilindrului. Determinarea acestei valori are loc prin utilizarea funcției "root" din Mathcad. Graficul variației celor două funcții este prezentat în Figura 2.1, care permite precizarea gradului de umplere a cilindrului.



Figura 2.1. Determinarea gradului de umplere a cilindrului

După determinarea gradului de umplere (η_v) este posibilă determinarea altor patru parametri care constituiau necunoscutele sistemului: presiunea în galeria de admisie, presiunea și temperatura din cilindru la finele admisiei, respectiv coeficientul gazelor reziduale.

Numărul de kmoli de gaze ce vor ocupa volumul cilindrului (v_{cil}) este calculat cu ajutorul relației volumului molar. După determinarea presiunii gazelor din cilindru la sfârșitul

cursei de admisie (P_a), respectiv a presiunii din galeria de admisie (P_{ga}), este calculat coeficientului gazelor reziduale cu relația:

$$\gamma_r = \frac{P_g}{P_0} \frac{T_0}{T_g} \frac{1}{\eta_v} \frac{1}{\varepsilon - 1}.$$
(2.2)

Cu ajutorul acestui coeficient, este calculat numărul de kmoli de gaze de ardere ce participă la efectuarea ciclu motor ($v_{ga.cil}$).

Temperatura de la sfârșitul procesului de admisie este determinată cu relația:

$$T_a = \frac{P_a}{P_0} \frac{T_0}{\eta_v} \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)(1 - \upsilon_m + \gamma_r)}.$$
(2.3)

Valoarea acestui parametru este importantă, deoarece reprezintă temperatura inițială din cilindru la începutul procesului de comprimare, în cazul calculului termic realizat prin intermediul metodei iterative.

2.2.2 Metoda iterativă

După cum s-a precizat, fiecare proces este tratat separat prin intermediul unei bucle iterative, codul de calcul demarând cu determinarea parametrilor caracteristici procesului de comprimare.

Procesul de frână Jake este un proces de evacuare ce are la bază conceptul eliberării compresiei. Acest proces are loc în cadrul ciclului motor prin deschiderea uneia dintre supape, fie ea de admisie ori de evacuare. Deschiderea supapei ce produce procesul de frână Jake, are de regulă loc în momentul premergător atingerii presiunii maxime în cilindru. Presiunea maximă a gazelor din cilindru este atinsă în cursa de compresie, în jurul punctului mort interior (P.M.I.).

Prin intermediul procesului de frână Jake ciclul motorului cu aprindere prin comprimare este transformat într-unul caracteristic compresoarelor cu piston. Atunci când procesul de frânare are loc, ordinea desfășurării proceselor componente ale ciclului motor se modifică. Noua ordine obținută este următoarea:

- admisie;
- compresie;
- frână Jake;
- destindere;
- evacuare.

După cum se observă, din enumerarea de mai sus, procesul de ardere este suprimat în cazul funcționării motorului în regim de frână Jake. Procesul de ardere, este înlocuit cu cel de frânare. Deoarece deschiderea supapei în cadrul procesului de frânare presupune un schimb de masă între cilindru și galerie, acesta este un proces de schimb de gaze. Ținând cont de faptul că mișcarea pistonului pe durata acestui proces este una descendentă, de la P.M.I. la PME, iar presiunea din cilindru este inițial mai mare ca cea din galerie, putem spune că acest proces este unul de evacuare liberă.

Acționarea supapei care produce evenimentul de frânare, în funcție de tipul motorului, poate fi controlată atât mecanic cât și electronic. La motoarele diesel echipate cu injectoare pompă, acționate mecanic, comanda pentru atacul injectorului, în vederea realizării injecției, trebuie dirijată în sensul deschiderii supapei care produce evenimentul de frânare. În cazul

motoarelor echipate cu injectoare pompe duze, comandate electronic, semnalul de comandă a injecției trebuie suprimat pe decursul modului de funcționare în frâna de motor. Deschiderea supapei ce produce evenimentul de frânare, se va realiza prin intermediul unui actuator, care are ca semnal de comandă tocmai semnalul pentru injecție.

În continuare vom numi supapă de frânare, supapa prin acțiunea căreia are loc schimbul de gaze în cadrul procesului de frână Jake.

În vederea scrierii codului Mathcad pentru evenimentul de frânare Jake au fost introduse următoarele ipoteze:

- evenimentul de frână Jake a fost ales să se producă prin deschiderea supapei de evacuare;
- valorile inițiale ale variabilelor, utilizate ca date de intrare, sunt preluate din matricea obținută în urma calcului procesului de comprimare;
- caracterul curgerii, prin interstițiul creat la ridicarea supapei de evacuare de pe scaun, se desfășoară inițial în regim critic (ca urmare a valorii ridicate a presiunii gazelor din cilindru față de cea a presiunii gazelor din colector);
- direcția de curgere, conform ipotezei enunțate mai sus este în sensul cilindruconductă;
- sistemul de evacuare introduce prin forma, dimensiunile şi proprietățile suprafețelor (rugozitate), o rezistență gazodinamică evaluată prin intermediul coeficientului de rezistență al traseului de evacuare (ξev);
- cantitatea de substanță ce curge pe sub supapă, la începutul procesului de frână motor, este considerată nulă;
- ca o consecință a ipotezei de mai sus, vitezele de curgere prin poarta supapei, respectiv în galeria de evacuare vor fi de asemenea nule la începutul procesului de frână Jake;
- numărul de kmoli de gaze de ardere (gazele cu parametri de stare diferiți față de gazele proaspete) va fi egal cu numărul de kmoli de gaze din cilindru;
- ca urmare a suprimării injecției de combustibil, gazul ce evoluează în cilindru este aerul;
- valorile inițiale ale mărimilor de stare pentru gazele din colectorul de evacuare se consideră de $1.01325 \cdot 10^5$ Pa pentru presiune, respectiv 900 K pentru temperatură.

Pentru scrierea codului de calcul în Mathcad pentru procesul de frânare, în cazul motorului diesel aspirat, s-a definit inițial lungimea intervalului de desfășurare a procesului de comprimare cu ajutorul relației:

$$\Delta \alpha_c = 360 - \beta_d - 180 - \beta_{iISA}, \qquad (2.4)$$

unde β_d - reprezintă avansul la injecție, β_{dSA} - întârzierea la închidere a supapei de admisie, β_{dDSF} - avansul la deschiderea supapei de evacuare funcție de unghiul corespunzător începutului injecției ($\alpha_d = 360 - \beta_d$).

În acest fel se poate modifica valoarea unghiului la care are loc sfârșitul procesul de comprimare, respectiv începe procesul de frânare. Valoarea unghiului de început a procesului de frânare, este introdusă ca dată de intrare, cu ajutorul funcției "cols" ca în relația:

$$\alpha_{DSF} = PSPC_{0,cols(PSPC)},\tag{2.5}$$

unde $PSPC_{0,cols(PSPC)}$ - reprezintă ultima valoare a unghiului arborelui cotit din matricea procesului de comprimare.

Unghiul de rotație al arborelui cotit α (°R.A.C.), corespunzător închiderii supapei de evacuare α_{ISF} , poate lua valori în intervalul ($PSPC_{0,cols(PSPC)} \cdots 540 - \beta_{aDSE}$), valoarea sa fiind impusă la începutul programului de calcul. Prin modificarea unghiurilor de deschidere respectiv închidere ale supapei de evacuare, cu ajutorul sursei din Mathcad se pot efectua studii de optimizare asupra eficacității frânării Jake.



Figura 2.2. Evoluția presiunii în cilindru față de unghiul de rotație al arborelui cotit, cu și fără frână Jake

Într-o primă fază, cu modelul matematic dezvoltat se calculează volumul disponibil al cilindrului. În baza datelor de intrare se determină presiunea gazelor din cilindru cu ajutorul ecuației de stare a gazelor. Pe baza valorilor înregistrate în matricea variabilelor procesului de frânare, au fost trasate în Figura 2.2 diagrama $p-\alpha$.

Valorile unghiurilor de deschidere, respectiv de închidere a supapei de evacuare, utilizate pentru trasarea diagramelor sunt specificate în Figura 2.2. Observăm că valoarea presiunii în cilindru, în cazul funcționării motorului în regim de frânare ajunge la $21.521 \cdot 10^5$ Pa. Codul Mathcad permite evaluarea variabilelor programului de calcul a procesului de frână Jake, pentru fiecare valoare a unghiului R.A.C. Pentru modelarea procesului arderii în vederea trasării diagramei p- α din figura 2.3, au fost utilizate ecuațiile din [Mu12], [Ch99], [Ga95], [Ga97] ș.a.

În Figura 2.3 este făcută o comparație a evoluției presiunii din cilindru în diagrama p- α , pentru funcționarea normală și în regim de frână Jake, în cazul motorului Lombardini 6LD400. Analizând parametrii obținuți prin calcul, se observă că valoarea presiunii maxime în cilindru la funcționarea cu frânare Jake, este de patru ori mai mică decât la funcționarea normală (cu ardere).



Figura 2.3. Evoluția presiunii din cilindru funcție de α , la motorul diesel cu ardere și la frânarea Jake

Calculul temperaturii fluidului de lucru din cilindru, are loc prin adunarea la valoarea inițială, a valorii calculate la fiecare pas. Acest lucru se realizează cu relațiile:

$$T_{cil} = T_{cil} + dT_{cil}, \qquad (2.6)$$

$$dT_{cil} = \frac{1}{v_{cil}C_{vcil}} \Big[dv_{gec} \left(i_{gec} - u_{cil} \right) - dv_{cge} \left(i_{gec} - u_{cil} \right) - dL_m - dQ_r \Big].$$
(2.7)

Pentru calculul derivatei temperaturii (dT_{cil}) din relația (2.7), trebuiesc determinate mai multe mărimi: viteza de variație a lucrului mecanic (dL_m), viteza de schimb de căldură cu pereții cilindrului (dQ_r), coeficientul de schimb de căldură prin convecție (C_{conv}). Cu ajutorul valorilor obținute în urma efectuării calculelor acestor mărimi, s-au trasat graficele din Figura 2.3 și Figura 2.4.


Figura 2.4. Evoluția temperaturii și a derivatei acesteia în cilindru la frânarea Jake

Figura 2.4. prezintă modul de evoluție a temperaturii gazelor din cilindru la frânarea Jake precum și a derivatei pe pasul iterativ al acesteia. Din figură se observă că până în jurul valorii de 358 °R.A.C. temperatura în cilindru înregistrează o scădere pronunțată. Acest lucru poate fi explicat prin părăsirea cilindrului de către o masă importantă de fluid de lucru cât și prin destinderea gazelor în colectorul de evacuare. Se observă apoi o creștere a valorilor temperaturii gazelor ce evoluează în cilindru, pusă pe seama schimbării sensului de curgere a gazelor. Deși schimbul de gaze nu presupune existența injecției, și deci a procesului de ardere, observăm că valorile maxime ale temperaturii gazelor din cilindru sunt destul de însemnate la începutul procesului de frânare, de peste 800 K.



Figura 2.5. Evoluția lucrului mecanic și a derivatei la frânarea Jake

În Figura 2.5 este prezentată evoluția lucrului mecanic efectuat de piston pe parcursul procesului de frânare.

2.2.3 Comportarea motorului diesel în regim dinamic în cazul frânei JAKE

Sistemul de frână Jake se bazează pe conceptul eliberării presiunii din cilindru în vederea consumării unei cantități cât mai mari din energia cinetică de deplasare a autovehiculului. Deși în cadrul procesului de comprimare, la funcționarea în regim de frânare Jake, este consumată o cantitate importantă din energia cinetică de deplasare, o bună parte din aceasta se va întoarce la roată în cursa de putere, dacă nu este suprimat efectul de arc din partea gazelor. Acest lucru este posibil prin eliberarea compresiei într-un moment imediat premergător celui în care se atinge presiunea maximă în cilindru.

Capacitatea de încetinire a autovehiculelor prin utilizarea de sisteme auxiliare de frână motor de tip Jake poate fi evaluată prin intermediul unui model dinamic.

Modelul matematic pentru acest calcul este dezvoltat în mediul Mathcad și prezentat în Anexa 2 sub forma unui extras.

În cadrul acestui model sunt calculate forțele de presiune din partea gazelor și forțele de inerție ale mecanismului bielă-manivelă, după care se analizează influența acestora asupra capacității de frânare.

Evaluarea capacității de frânare se va face prin determinarea momentului motor mediu, acesta fiind direct proporțional cu lucrul mecanic efectiv consumat de motor în procesul de frânare.

Determinarea valorii momentului motor mediu, presupune într-o primă fază calculul forțelor datorate presiunii gazelor.

După evaluarea forțelor ce acționează în mecanismul motor, cu ajutorul relației de calcul (2.8), este determinat momentul motor disponibil la volantă.

$$M = F_t \cdot \frac{S}{2}, \quad [N \cdot m]. \tag{2.8}$$

Modelul matematic nu ia în considerare forțele de fricțiune din mecanismul motor, sau forțele auxiliare introduse de subsistemele conexe motorului. Această simplificare este posibilă deoarece valorile acestor forțe sunt relativ constante pe durata desfășurării unui ciclu motor. În plus, dorim să punem în evidență modul de evoluție a momentului motor și nu valoarea precisă a acestuia în timpul funcționării.

Utilizarea motorului în regim de frânare Jake este caracteristică autovehiculelor grele ce se deplasează în pantă, sau doresc suplimentarea eficienței sistemului clasic de frânare. În acest mod de funcționare a motorului, este de dorit ca valoarea medie pe ciclu a momentului motor sa să aibă o valoare subunitară cât mai importantă. În acest fel se asigură consumarea unei cantități cât mai mari din energia cinetică a arborelui cotit, fapt ce conduce la o decelerare rapidă, deci la o creștere a performanțelor de frânare.

Valoarea momentului motor instantaneu pentru mono-cilindrul Lombardini 6LD400 produs de forța tangențială la maneton, este calculată pentru valoarea avansului la deschidere a supapei de evacuare $\beta_{aDSF} = 25^{\circ}RAC$. Valoarea unghiului de închidere a acestei supape este $\alpha_{ISF} = 390^{\circ}RAC$ considerată egală cu valoarea unghiului corespunzător arderii.

Graficul evoluției momentului motor instantaneu, pentru cele trei cazuri de alimentare prezentate anterior, este prezentat în Figura 2.6.

Capitol 2. CONTRIBUȚII PRIVIND INVESTIGAREA ÎN MATHCAD A PROCESELOR DIN MOTORUL DIESEL LA FRÂNAREA JAKE



Figura 2.6. Evoluția momentului motor instantaneu

Valorile minime și maxime ale momentului motor pe ciclu în jurul P.M.I., precum și valorile medii, pentru valoarea unghiului de deschidere a supapei de 335 °R.A.C., respectiv de închidere la 390 °R.A.C., sunt sintetizate în Tabel 2-1.

		Regim normal de funcționare		
	$(\varepsilon_k=1)$	(ε _k =1.2)	$(\epsilon_k = 1.2, \epsilon_r = 1.25)$	$(\varepsilon_k=1)$
M (mediu) [N-m]	-28.179	-33.98	-34.043	77.756
M (max) [N-m]	20.564	20.797	18.851	626.19
M (min) [N-m]	-127.723	-167.206	-167.522	-169.351

Tabel 2-1. Valorile momentului motor instantaneu pentru cazul supraalimentării respectiv răcirii fluidului de lucru

În acest subcapitol s-a prezentat un studiu al influenței presiunii de supraalimentare, a gradului de răcire a gazelor proaspete precum și al unghiurilor de deschidere și închidere a supapei de evacuare, asupra valorii momentului motor instantaneu.

2.3 Analiza parametrilor ce conduc la modificarea momentului motor la frânarea Jake

2.3.1 Influența unghiului de deschidere a supapei de evacuare asupra momentului motor

Se adoptă valoarea inițială a unghiului de deschidere a supapei de evacuare la 355°R.A.C. iar pentru optimizare acestei mărimi la frânarea Jake la turația de 3600 r.p.m., sunt alese alte 4 valori, simetric la stânga respectiv la dreapta acestei valori. Evoluția momentului motor la arbore pentru cele 5 cazuri considerate mai sus este prezentată în Figura 2.7.



Figura 2.7. Evoluția momentului motor instantaneu la frânarea Jake, modificând unghiul deschiderii supapei de evacuare

După cum se observă în Figura 2.7, durata procesului de frânare a fost menținută constantă, modificându-se doar valoarea unghiurilor de deschidere, respectiv închidere a supapei de evacuare. Din grafic se observă că pentru valorile unghiurilor de deschidere respectiv închidere a supapei de evacuare alese, al doilea caz prezintă o valoarea pozitivă minimă, totuși, cel mai favorabil caz pentru funcționarea în modul de frânare, este cel de-al treilea.

evacuare									
°R.A.C. M	340÷ 375	350÷ 385	355÷390	360÷395 R.A.C.	370÷405				
M (mediu) [Nm]	-30.724	-34.523	-34.77	-33.778	-26.482				
M (max.) [Nm]	16.467	0.094	5.828	33.435	149.124				
M (min) [Nm]	-150.363	-159.35	-159.35	-159.35	-159.35				

Tabel 2-2. Valorile momentului motor instantaneu pentru diferite avansuri la deschiderea supapei de evacuare

Trebuie precizat că valorile maxime și minime din Tabel 2-2, sunt cele din imediata apropiere a punctului mort interior (P.M.I.), celelalte vârfuri ținând cont de forțele de inerție ale maselor din mecanismul bielă-manivelă. Deoarece valorile unghiurilor de deschidere, respectiv închidere ale supapei pentru cazul trei sunt cele mai avantajoase modului de frânare, furnizând cel mai mare moment de frânare la volantă, le vom alege pe acestea ca valori de referință pentru următoarele determinări.

În continuare se consideră constantă valoarea unghiului de deschidere a supapei de evacuare, modificând durata de desfășurare a procesului de frânare. Rezultatele obținute cu păstrarea valorii de deschidere a supapei de evacuare la 355°R.A.C., sunt date în Figura 2.8.



Figura 2.8. Evoluția momentului motor instantaneu modificând durata de frânare Jake

Din Figura 2.8 se observă că pentru primele două cazuri alese, valorile maxime ale momentului de frânare în vecinătatea P.M.I. sunt apropiate ca valoare. Odată cu creșterea duratei de desfășurare a procesului de frânare efectul frânării scade ca urmare a tendinței momentului motor mediu spre valori pozitive. Din diagrame rezultă că momentul motor mediu pentru al doilea caz, este cel mai favorabil pentru funcționarea în regimul de frânare Jake.

Din cele prezentate putem aprecia că valoarea unghiului de închidere a supapei de evacuare, care furnizează cel mai mare moment la frânarea Jake la turația impusă de 3600 r.p.m., este de 375 °R.A.C.

Dacă se menține constantă valoarea unghiului de deschidere a supapei de evacuare, stabilită anterior, însă modificând de această dată valoare unghiului de închidere se obține Figura 2.9. În acest caz de simulare se observă că valoarea maximă a momentului motor instantaneu (în jurul P.M.I.) este mai mare odată cu adoptarea de avansuri de deschidere de peste 4 °R.A.C.



Figura 2.9 Evoluția momentului motor instantaneu modificând valoarea unghiului de închidere a supapei de evacuare

Datele obținute din modelul dinamic de calcul, pentru valorile momentului motor, cu care au fost trasate graficele din Figura 2.8 și Figura 2.9, sunt sintetizate în Tabel 2-3.

	M (mediu) [N-m]	M (max) [N-m]	M (min) [N-m]
355 ÷370 °R.A.C.	-35.604	0.634	-159.35
355 ÷375 °R.A.C.	-35.615	1.976	-159.35
355 ÷390 °R.A.C.	-34.77	5.828	-159.35
355 ÷395 °R.A.C.	-34.443	7.545	-159.35
354 ÷375 °R.A.C.	-35.522	0.255	-159.35
356 ÷375 °R.A.C.	-35.619	4.388	-159.35
357 ÷375 °R.A.C.	-35.603	7.801	-159.35
360 ÷375 °R.A.C.	-34.782	31.741	-159.35

Tabel 2-3. Valorile minime, maxime și medii pe ciclu ale momentului motor instantaneu

Din analiza acestor cazuri de simulare tragem concluzia că valoarea optimă a unghiului de deschidere a supapei de evacuare este în jurul valorii de 356 °R.A.C. iar cea pentru închiderea supapei de evacuare este de 375 °R.A.C..

După cum s-a arătat, principala mărime de stare ce influențează evoluția momentului motor este presiunea din cilindru, pe baza căreia este calculată forța datorată presiunii gazelor. Evoluția acestei mărimi, pentru cazul cel mai favorabil studiat este reprezentată grafic în Figura 2.10, valoarea maximă de 43.717·10⁵Pa, atingându-se la 357 °R.A.C.



Figura 2.103. Evoluția presiunii în cilindru la frânarea Jake pentru cazul deschiderii supapei de evacuare la 356 °R.A.C. și închiderea la 375 °R.A.C.

Evoluția presiunii din cilindru a fost determinată cu ajutorul codului de calcul Mathcad (Anexa 1) pentru fiecare valoare a unghiurilor ce delimitează procesul de frânare în parte. Rezultatele influenței avansului la deschidere, respectiv a întârzierii la închidere a supapei de evacuare, asupra momentului motor instantaneu în procesul de frână Jake, au fost publicate în [Ma13c]

2.4 Concluzii

- 1. Funcționarea motorului în modul de frânare Jake conduce la schimbarea ordinii proceselor componente ale ciclului motor.
- 2. A fost dezvoltat un Cod de calcul în mediul de programare Mathcad [Ma14], pentru motorul diesel ce funcționează cu sau fără procesul de frânare Jake.
- 3. Pe timpul procesului de frânare Jake, ca urmare a suprimării injecției cu combustibil, se consideră prin ipoteză că în codul sursă din Mathcad se consideră ca date de intrare

parametrii rezultați la finele funcționării normale pentru fiecare proces în parte iar după un număr de iterații se consideră că în motorul diesel fluidul de lucru este aerul.

- 4. Softul dezvoltat în Mathcad pentru funcționarea normală sau în cazul frânării de tip Jake, permite determinarea:
 - gradului de umplere a cilindrului;
 - evoluției presiunii în cilindru funcție de unghiul de rotire a arborelui cotit și volum;
 - temperaturii și a derivatei acesteia în cilindru și canalizații;
 - lucrului mecanic produs sau consumat și a derivatei acestuia;
 - căldurii schimbate cu pereții și a derivatei acesteia;
 - entalpiei și energiei interne a gazelor din cilindru;
 - masei momentane și a derivatei pentru gazele ce curg prin orificiul supapelor;
 - cantității de gaze vehiculate în cilindru și a derivatei acesteia;
 - regimurile și sensurile de curgere în și dinspre cilindru;
 - presiunii, temperaturii, vitezelor și cantităților de gaze la curgerea prin colectorul de evacuare;
 - forțelor datorate presiunii gazelor, forțelor de inerție a maselor în mișcare de translație, forței rezultante aplicată de piston în cuplajul cu biela, forței tangențiale la maneton;
 - momentului motor instantaneu modificând unghiul închiderii/deschiderii supapei de evacuare sau durata de frânare, respectiv presiunea de supraalimentare. Valoarea presiunii maxime ce se atinge în cilindru reprezintă 25% din valoarea maximă atinsă în cazul funcționării normale (cu ardere), atunci când unghiul de deschidere a supapei de evacuare coincide cu momentul injecției, iar cel de închidere corespunde sfârșitului arderii.
- 5. În cazul utilizării mono-cilindrului Lombardini 6LD400 în modul de frânare Jake cu valorile unghiurilor pentru acționarea supapei de evacuare precizate mai sus, sensul curgerii se modifică pentru prima dată la valoarea de 358 °R.A.C., în sensul conductă cilindru.
- 6. Legea de ridicare a supapei de evacuare, este definită în cadrul codului Mathcad, prin intermediul funcției "cspline". Valoarea maximă de ridicare a supapei de evacuare este de 2 mm, această valoare fiind determinată în conformitate cu datele constructive ale motorului.
- 7. Valoarea inițială a exponentului adiabatic este aleasă arbitrar, iar prin intermediul unei bucle este impusă precizia de calcul a tuturor variabilelor precum și a parametrului menționat.
- 8. Codul de calcul dezvoltat în Mathcad permite gestiunea tranșelor de gaze din galeria de evacuare prin intermediul a trei variabile definite sub formă vectorială.
- 9. Sistemele de supraalimentare, respectiv de răcire auxiliară a gazelor proaspete au fost introduse în codul de calcul prin intermediul unui coeficient de creștere a presiunii, respectiv prin definirea gradului de răcire.
- 10. Valoarea maximă a presiunii din cilindru crește odată cu mărirea presiunii de alimentare și diminuarea temperaturii gazelor proaspete. Valori cât mai mari ale presiunii din cilindru conduc la creșterea eficienței frânei de motor cu eliberarea compresiei (tip Jake).
- 11. Pe baza valorilor fiecărui pas de iterație a presiunii din cilindru și a maselor raportate ale pistonului și bielei, s-a realizat în Mathcad modelul dinamic al mecanismului bielă

manivelă. Prin intermediul acestuia se determină valorii momentului motor instantaneu la arborele cotit. Valoarea acestui parametru este direct proporțională cu lucrul mecanic efectiv efectuat, indicându-ni-se eficacitatea sistemului la frânarea Jake.

- 12. Valoarea unghiurilor deschiderii supapelor, limita duratei procesului de frânare, turația motorului, precum și înălțimea maximă de ridicare a supapei de evacuare influențează semnificativ valoarea momentului motor instantaneu.
- 13. A fost determinată în Mathcad presiunea pe ciclu la frânarea Jake când supapa de evacuare se deschide la 356 °R.A.C. obținându-se valoarea maximă de 39.75 ·10⁵ Pa. Momentul motor instantaneu în timpul procesului de frânare Jake în urma calculelor efectuate în Mathcad are valoarea minimă de -159.35 Nm.
- 14. Valoarea momentului motor mediu este minimă în cazul mono-cilindrului Lombardini 6LD400 ce funcționează la turația de putere maximă, dacă valoarea unghiului de deschidere a supapei de evacuare este de 356 °R.A.C., iar cea de închidere este de 375 °R.A.C.

3 CONTRIBUȚII PRIVIND SIMULAREA PROCESELOR DIN MOTORUL DIESEL LA FRÂNAREA JAKE

3.1 Introducere

Investigarea parametrilor termogazodinamici ai motoarelor cu ardere internă, se poate realiza prin dezvoltarea de modele virtuale în softuri dedicate precum GT-Power, Matlab sau Wave-Ricardo. Prin intermediul simulărilor efectuate pot fi studiate performanțele motoarelor sau eventual se poate opta pentru optimizarea parametrilor termogazodinamici pentru fiecare proces în parte. Softurile enumerate mai sus, permit analiza termică a diferitor componente ale camerei de ardere, analiza dinamică a motorului, simulări în timp real, precum și analiza dinamică 1D sau 3D a curgerii fluidelor prin cuplarea cu programe CFD precum Ansys, Fluent, etc. Cercetători precum Frederico Augusto Alem Barbieri, Moklegaard Lasse, Cho-Yu Lee, ş.a. au utilizat aceste softuri pentru analiza parametrilor termogazodinamici ai motoarelor cu ardere internă dotate cu diferite sisteme de frânare cu eliberarea compresiei, rezultatele studiilor lor fiind prezentat în lucrările [Mo01], [Bh04], [II09]. [Fr10] respectiv [Le11].

3.2 Simularea în mediul de programare GT-Suite Build 4 a proceselor din motorul diesel, la frânarea Jake

Pentru studiul parametrilor termogazodinamici ai mono-cilindrului Lombardini 6LD400 am utilizat *GT-Power* [GT14] ca mediu de modelare. Acesta soft se prezintă în mai multe module interconectate.

Modelul virtual al motorului este realizat în cadrul modulului GT-ISE. Acest modul permite introducerea mărimilor constructive și funcționale caracteristice motorului studiat, precum și a parametrilor de stare inițiali impuși conform ipotezelor adoptate. Realizarea modelului virtual are loc prin aducerea și stabilirea legăturilor între mai multe șabloane generice corespunzătoare principalelor subansamble ale motorului. Aceste șabloane sunt mai apoi particularizate funcție de tipul motorului și condițiile de simulare dorite. Meniul "Run", din acest modul, permite stabilirea condițiilor de simulare pentru unul sau mai multe cazuri distincte de studiu. Tot aici sunt specificate tipul simulărilor (periodic/continuu, static/dinamic), numărul minim sau maxim de iterații utilizate pentru determinare soluției sau impunerea unui criteriu de convergență pe baza variabilelor dorite, precum și metoda de integrare ce va fi folosită.

Un alt modul important este GT-POST. Acesta permite vizualizarea evoluției variabilelor sub formă grafică, tabelară, sau matricială. Acest modul poate fi accesat doar după efectuarea calculelor în GT-ISE. În cadrul acestui modul pot fi realizate comparații între evoluțiile variabilelor specificate în GT-ISE, pentru diferitele condiții de simulare.

3.2.1 Dezvoltarea în GT-Power a modelului mono-cilindrului 6LD400

Pentru realizarea modelului mono-cilindrului Lombardini 6LD400 în GT Power [GT14], s-au utilizat șabloane specifice cilindrului, blocului motor, supapelor, injectorului și pentru diferite tipuri de canalizații ale motorului diesel.

Modelul mono-cilindrului Lombardini 6LD400 realizat în GT-Power din Figura 3.1, s-a obținut prin aducerea în spațiul de lucru a șabloanelor caracteristice părților principale ale

motorului particularizate anterior, urmată de asamblarea acestora prin intermediul unor elemente de legătură.



Figura 3.1. Ansamblul modelului mono-cilindrului Lombardini 6LD400

Pe baza acestui model s-au obținut graficele evoluției parametrilor termogazodinamici atât în timpul funcționării motorului în modul cu ardere cât și în modul de frânare Jake.

3.2.2 Evoluția parametrilor termogazodinamici în cazul procesului de frânare Jake

Cu ajutorul modelului mono-cilindrului Lombardini 6LD400, dezvoltat în mediul de simulare GT-Power, s-a determinat evoluția principalilor parametri termogazodinamici. Simularea s-a desfășurat pentru cazul deschiderii supapei de evacuare la 356 °R.A.C. și închiderea acesteia la 375 °R.A.C. Turația utilizată la această simulare este turația de putere maximă (3600 r.p.m.). Pentru a simula funcționarea în modul de frânare, este necesar ca parametrul [cu_sau_fără ardere] să ia valoarea "ign", iar parametrul [massinj] să ia valoarea nulă. Aceste valori sunt impuse în fișa "Case setup" din meniul "Run".

Softul GT-Power oferă posibilitatea efectuării mai multor cazuri de simulare. Graficul evoluției presiunii din cilindru pentru procesul de frânare Jake, cu un avans de deschidere a supapei de evacuare de 4 °R.A.C. față de P.M.I., este prezentat în Figura 3.2.



Figura 3.2. Evoluția presiunii din cilindru în cazul funcționării în modul de frânare Jake

După cum s-a afirmat principala mărime care influențează eficacitatea frânei de motor o reprezintă presiunea în cilindru. S-a arătat că valori cât mai mari ale presiunii din cilindru conduc în final la creșterea capacității de frânare a motoarelor ce funcționează în acest regim. Prin simularea în GT-Power valoarea maximă atinsă pe ciclu este de 41,44·10⁵ Pa, pentru unghiul deschiderii supapei de evacuare la 356 °R.A.C. După deschiderea supapei de evacuare, presiunea în cilindru înregistrează o scădere pronunțată pe decursul a 10 °R.A.C., observându-se totodată că pentru acest caz de simulare curgerea în sens invers nu se instalează.

Pe baza datelor introduse în foaia de lucru a carterului motor, în Figura 3.3 se ilustrează cum se modifică momentul motor la arbore, pentru mono-cilindrul Lombardini 6LD400, ce funcționează în regim de frânare. Valoarea minimă obținută prin simulare pentru momentul motor, este de -166 [Nm], iar valoarea maximă înregistrată pe durata de desfășurare a procesului de frânare este de 4 [Nm].



Figura 3.3 Momentul motor instantaneu la comprimare, frânare Jake și destindere

3.2.3 Determinarea valorii unghiului de deschidere a supapei de evacuare pentru obținerea momentului mediu de frânare maxim

Pentru simularea în GT-Power a mono-cilindrului Lombardini 6LD400 s-a considerat că acesta funcționează la turația de putere maximă iar înălțimea de ridicare a supapei de evacuare este de 2 mm. Simulările au arătat că se obține cel mai favorabil caz la deschiderea supapei de evacuare la 356 °R.A.C. când eficiența de frânare este maximă. Din simulări a mai rezultat că durata procesul de frânare are loc de-a lungul a 19 °R.A.C.

Plecând de la aceste rezultate, se introduc datele în cadrul celui de-al doilea tab al fișei de optimizare. Vom introduce valoarea de 5 °R.A.C. ca valoare a atributului "Parameter Range". Programul va efectua calculele în acest caz plecând de la valoarea inițială a parametrului [*timingFJ*], continuând să efectueze calcule pentru diferite valori la stânga respectiv la dreapta acesteia cu un pas de maxim 2,5 °R.A.C. Ciclul motor este parcurs de atâtea ori până când pasul de integrare este mai mic sau egal cu rezoluția impusă în procente din valoarea intervalului.

Figura 3.4, prezintă valorile momentului motor mediu la arbore funcție de valoarea parametrului [timingFJ], pentru cele 19 iterații. Se observă că prima valoare pentru care a fost calculat momentul motor mediu este -4 °R.A.C. (corespunzând valorii de 356 °R.A.C.) când se deschide supapa de evacuare la frânarea Jake. Din Figura 3.4, se observă că valoarea optimă de deschidere a supapei de evacuare în vederea obținerii momentului motor mediu minim la arbore este de -3,5. În concluzie putem spune că valoarea unghiului la care trebuie să înceapă deschiderea supapei de evacuare este de 355,5 °R.A.C. dacă considerăm P.M.I. ca fiind la 360 °R.A.C.



Figura 3.4. Momentul motor mediu funcție de parametrul de modificat [timingFJ]

Valoare de 355,5 °R.A.C. obținută prin optimizare cu softul GT-Power este destul de apropiată de valoarea de 356 °R.A.C. calculată prin intermediul modelului matematic dezvoltat în mediul de programare Mathcad. Având în vedere că eroarea relativă este de 0,0125% între datele obținute folosind codul de calcul Mathcad și cel din GT-Power, vom concluziona că rezultatele obținute în cele două medii de programare sunt aproape identice.

3.3 Compararea rezultatelor obținute prin simulare în mediul GT-Power cu cele din Mathcad

Principalele mărimi vizate în acest caz sunt presiunea în cilindru respectiv momentul motor instantaneu la arborele cotit.

Matricea valorilor obținute pentru aceste mărimi, în urma simulării cu ajutorul modelului mono-cilindrului implementat în GT-Power precum și matricea valorilor obținute din programul de calcul dezvoltat în Mathcad, vor fi suprapuse pentru comparare în utilitarul Excel.

Diferențele dintre cele două evoluții ale presiunii gazelor din cilindru sunt prezentate grafic în Figura 3.5.



Figura 3.5. Compararea valorilor presiunii din cilindru la comprimare, frânare Jake și destindere obținute în Mathcad și GT-Power

Analizând graficele evoluției presiunii din cilindru în cele două cazuri, s-a obținut o eroare relativă de 2.68%. Din Figura 3.5, se observă că diferențe semnificative între valorile celor două matrice se înregistrează spre finele procesului de frânare. Acest lucru poate fi datorat faptului că codul de calcul dezvoltat în Mathcad este cu pas fix de integrare pe când simularea în mediul GT-Power folosește pasul variabil de integrare prin intermediul metodei Runge-Kutta.



Figura 3.6. Compararea valorilor momentului motor instantaneu la arbore, comprimare, frânare Jake și destindere, obținute în Mathcad și GT-Power

Analizând datele care au stat la baza realizării graficelor din Figura 3.6, s-a stabilit că valoarea erorii relative pentru cele două situații - calcul în Mathcad respectiv modelare în GT-Power - este de 3.5% pentru întregul proces de frână Jake.

Întrucât diferențele obținute sunt mici, apreciem că programul de calcul dezvoltat în Mathcad poate fi utilizat cu succes la determinarea parametrilor termogazodinamici și pe cei de eficiență ai motoarelor diesel ce utilizează sisteme de frânare cu eliberarea compresiei tip Jake.

3.4 Concluzii

- 1. Până în prezent există o serie de medii virtuale folosite cu precădere la determinarea parametrilor termofizici sau pentru simularea funcționării motorului cu ardere internă. Dintre acestea amintim GT-Power, Matlab sau Wave-Ricardo.
- 2. Softurile enumerate mai sus, permit:
 - analiza schimbului de gaze din motor;
 - calculul parametrilor proceselor de comprimare, ardere, destindere și evacuare;
 - stabilirea indicilor de perfecțiune pentru ciclul termodinamic;
 - determinarea forțelor și momentelor din mecanismul motor.
- 3. Studiul comportării virtuale a mono-cilindrului Lombardini 6LD400 diesel la frânarea Jake în GT-Power a constat în particularizarea unor șabloane predefinite ale principalelor elemente componente ale acestuia.
- 4. Modelul mono-cilindrului a fost considerat ca având trei supape pe cilindru, una de admisie și două de evacuare. Una dintre supapele de evacuare specifică funcționării în modul de frânare Jake, s-a considerat că evoluează după o altă lege de ridicare.
- 5. Au fost implementați în mediul de programare parametrii de stare și condițiile la limită în dependență cu parametrii mediului ambiant.

- 6. În mediul de programare GT-Power au fost realizate *Foi de lucru* cu luarea în considerare a caracteristicilor specifice supapei de evacuare la frânarea Jake. Au fost dezvoltate modele pentru cilindru, piston, injector, carter, mecanismul bielă manivelă, calculul forțelor de fricțiune etc. în cazul frânării Jake.
- 7. S-a realizat în GT-Power un model de ansamblu destinat simulării proceselor pentru mono-cilindrul Lombardini, după care au fost definite cazurile de simulare în GT-ISE.
- 8. Prin simularea în GT-Power s-au determinat la frânarea Jake modul de evoluție pentru mai mulți parametri dintre care amintim: presiunea, temperatura, cantitatea de fluid din cilindru.
- 9. S-a analizat prin simulare evoluția momentului motor instantaneu pe durata proceselor de comprimare, frânarea Jake și destindere obținându-se valoarea minimă a acestuia.
- 10. Au fost efectuate comparații între valorile furnizate de Mathcad şi GT-Power. Astfel pentru presiune în cilindru la frânarea Jake, cu deschiderea supapei de evacuare la 355,5 °R.A.C. s-a stabilit valoarea maximă de 41,44·10⁵ Pa în GT-Power şi de 43,717 ·10⁵ Pa în Mathcad existând eroare relativă de 2.67%. Momentul motor instantaneu în timpul procesului de frânare Jake are valoarea minimă de -159.35 Nm în Mathcad respectiv -166 Nm în GT-Power existând eroare relativă de 2,04% între cele două valori.
- 11. Compararea evoluțiilor presiunii din cilindru respectiv a evoluțiilor momentului motor instantaneu au condus la erori relative mai mici de 3% pe întreg procesul de frână Jake. Sa apreciat că se poate utiliza cu succes codul realizat în Mathcad pentru determinarea parametrilor termogazodinamici caracteristici motoarelor diesel ce funcționează în modul de frânare Jake.
- 12. Utilizarea modulului de optimizare în cadrul softului GT-Power, a condus la concluzia că valoarea optimă de deschidere a supapei de evacuare pentru obținerea unui moment de frânare maxim este de 355,5 °R.A.C., spre deosebire de valoarea de 356 °R.A.C., obținută prin intermediul codului Mathcad. În acest caz apare o diferență de 0,07% între momentul optim de deschidere a supapei de evacuare în Mathcad și cel determinat în GT-Power.

4 CONCEPEREA ȘI REALIZAREA STANDULUI EXPERIMENTAL

4.1 Principiul constructiv al standului experimental

Proiectarea standului experimental trebuie să țină seama de tipul de încercări ce trebuiesc efectuate și de adaptarea soluțiilor constructive necesare frânării Jake fără perturbarea funcționării normale. Este necesar să se stabilească care dintre parametrii motorului diesel vor fi monitorizați și în ce regimuri se va lucra. S-a considerat că standul trebuie să conțină minimal, următoarele elemente:

- motor cu ardere internă cu aprindere prin comprimare, în patru timpi, pe care se vor monitoriza parametrii termogazodinamici;
- un motor electric, ce depăşeşte puterea maximă a motorului diesel și poate atinge turația acestuia, cu reglarea și/sau menținerea constantă a cuplului indiferent de turație;
- simularea frânării de tip Jake să aibă loc prin antrenarea motorului diesel de către motorul electric controlat la rândul său de un invertor, cu posibilitatea alegerii cuplului de antrenare și a turației;
- un traductor de presiune ce va monitoriza evoluția fluidului de lucru din cilindrul motorului diesel la frânarea Jake;
- un traductor de simulare a volumului la urcarea și coborârea pistonul motorului;
- un traductor unghiular, care ne va da informații cu privire la valoarea unghiului de rotație a arborelui cotit, în orice moment al determinărilor;
- un dispozitiv de deschidere a supapei de evacuare, pentru cazul frânării Jake, care va suprapune mișcarea de împingere a tijei supapei de evacuare independent de funcționarea normală a acesteia, fără perturbarea distribuției clasice.
- comanda deschiderii supapei de evacuare la frânarea Jake va trebui efectuată printrun sistem de distribuție adiacent, corelat cu funcționarea motorului care să asigure o anumită lege de deschidere;
- posibilitatea frânării motorului diesel cu ajutorul generatorului legat la arborele cotit, prin utilizarea unor rezistențe electrice variabile;
- echipamente diverse pentru monitorizarea turației, temperaturii, presiunii sau a altor parametri ai standului;
- un osciloscop digital cu memorie.

În vederea evaluării performanțelor de frânare ale unui motor diesel la frânarea Jake, s-a realizat preliminar o schemă de principiu, care poate fi urmărită în Figura 4.1.



Figura 4.1. Schema de principiu a standului experimental

Motorul cu ardere internă așa după cum reiese din Figura 4.1 este antrenat de un motor electric de putere superioară celui diesel de pe stand. Motorul diesel pe care se vor măsura parametrii termogazodinamici poate funcționa:

- în mod normal de funcționare, când motorul electric este decuplat de la cuplaj iar generatorul este antrenat fără sarcină;
- în mod normal de funcționare, când motorul electric este decuplat de la cuplaj iar generatorul este în sarcină parțială sau totală;
- în modul de frânare Jake când motorul electric este cuplat iar generatorul este antrenat fără sarcină;
- în modul de frânare Jake când motorul electric este cuplat iar generatorul este în sarcină parțială sau totală;

După cum reiese din modurile de funcționare măsurarea parametrilor poate fi efectuată pentru diferite regimuri de încărcare ale motorului diesel plecând de turația de mers în gol până la cea maximă. Sarcina poate fi modificată prin atașarea la motorul cu ardere internă a unui generator care la rândul său va alimenta un consumator de putere variabilă (caz în care prin modificarea curentului debitat de generator, se realizează încărcarea motorului cu ardere internă).

Deoarece principala funcție a unui sistem de frânare de tip Jake este aceea de a asigura menținerea unei viteze constante de deplasare la coborârea pantelor, s-a considerat necesar ca standul să includă un motor electric pentru antrenarea motorului diesel. Injecția combustibilului la motorul diesel fiind întreruptă, prin intermediul motorului electric acesta va fi menținut la turații prestabilite. Modificând sistemul de distribuție prin introducerea unui sistem Jake de frânare, se va simula coborârea în pantă a autovehiculului.

Pe parcursul funcționării în modul normal sau de frânare Jake, toți parametrii caracteristici motorului diesel sunt monitorizați în permanență prin intermediul unor traductoare dintre care le amintim pe cele esențiale, destinate:

- simulării volumului în concordanță cu poziția arborelui cotit
- determinării poziției arborelui cotit în orice moment al ciclului termodinamic;
- determinarea presiunii din cilindru pe orice transformare ciclică;
- determinarea evoluției presiunilor în galeriile de admisie și evacuare;
- măsurarea temperaturii în proximitatea cilindrului și în galeriile de admisie și evacuare.

Prin intermediul dispozitivului de deschidere a supapei de evacuare, se va realiza modificarea fazelor de distribuție caracteristice funcționării normale, fiind înlocuite de cele caracteristice frânării Jake.

Această ordine de desfășurare a proceselor din cadrul unui ciclu, transformă funcționarea motorului cu ardere internă în una caracteristică compresoarelor cu piston. Pe durata desfășurării procesului de frânare, injecția de combustibil este suprimată total.

4.2 Alegerea soluției constructive de acționare a supapei de evacuare pentru motorul Lombardini 6LD400

După analiza elementelor componente ale chiulasei motorul Lombardini 6LD400, a avantajelor și dezavantajelor diverselor sisteme de acționare a supapei de evacuare, s-a considerat că este practic să se utilizeze o camă profilată. Aceasta poate fi implementată la nivelul capacului culbutor, și poate fi acționată mecanic cu ajutorul unei alte came printr-o transmisie cu o curea de distribuție. Acest sistem de acționare are avantajul că în general poate fi montat pe traseul de distribuție existent pe motor.

Schema de principiu aleasă pentru realizarea frânei de tip Jake la motorul M.A.C. este prezentată în Figura 4.2 a-c.





Figura 4.2 Soluția constructivă pentru sistemul de frână Jake a) imagine de ansamblu, b) vedere laterală, c) vedere de sus

Elementele de bază ale standului sunt: batiul (9), motorul diesel cu ardere internă Lombardini 6LD400 (6), motorul electric trifazat asincron de antrenare a motorului diesel (2), generatorul de curent monofazat (8). Motorul cu ardere internă este prins rigid prin intermediul flanșei (3) de motorul electric și (7) de generator.

La ieșirea arborelui cotit dinspre motorul electric s-a montat o roată de curea, necesară la acționare sistemului supapei de evacuare în vederea realizării procesului de frână Jake. Această roată de curea de diametru mic (4) antrenează prin intermediul unei curele dințate (10), roata de curea mare (11), astfel încât raportul de transmisie să fie de 2:1.

Acest sistem de distribuție a fost necesar să fie amplasat în exteriorul motorului Lombardini 6LD400deoarece la acesta, distribuția este pe pinioane, aflându-se în interiorul blocului motor.

Mişcarea de rotație astfel obținută prin intermediul distribuției pe curea dințată este aplicată axului conducător (24). Acest ax este poziționat prin intermediul unui suport cu rulment (23) pe suprafața de sprijin (26). Mișcarea de rotație este transmisă axului condus (27), prin intermediul unui cablu de torsiune flexibil (25). Axul condus (27), se termină cu o flanșă (28), ce încorporează un ax (14) ce se termină cu o tijă ce are forma unei came. Acest ax este reglabil prin înfiletare, și blocat cu ajutorul unei conta-piulițe (15).

Suportul axului condus este poziționat pe suprafața de sprijin (26), prin intermediul a două ghidaje (29) și a bucșelor (16) aferente. S-a recurs la folosirea ghidajelor în vederea automatizării sistemului, respectiv pentru modificarea unghiului de avans la deschidere față de P.M.I. a supapei de evacuare ce determină procesul de frână Jake.

Modificarea tijei față de camă este realizată de un motor pas cu pas (13) ce poate modifica poziția suportul axului condus și deci implicit a distanței dintre camă și patina (17). Prin intermediul patinei (17), axul profilat (12) ce deschide supapa de evacuare din interiorul capacului culbutorilor (22) poate fi rotit.

Patina (17) este menținută în poziția în care axul profilat nu acționează cama de evacuare (21) prin intermediul resortului (18).

Presiunea în cilindru este monitorizată prin intermediul traductorului de presiune (19) ce intra în chiulasa (5) prin intermediul unei conducte de presiune (20). Unghiul de rotație al arborelui cotit, respectiv volumul cilindrului este înregistrat cu ajutorul unui traductor ce poate citi două discuri profilate (1).

Deoarece motorul ales pentru acest stand trebuie sa poată oscila între cele două moduri de funcționare, cea normală, cu ardere, respectiv cea în frână de motor, este necesară utilizarea unui mecanism de control, prin acționarea căruia să aibă loc trecerea între cele doua moduri de funcționare.

4.3 Realizarea standului experimental

4.3.1 Descrierea standului experimental

Standul experimental a fost realizat pentru determinarea evoluției parametrilor termogazodinamici ai motorului Lombardini 6LD400 în timpul funcționării în modul de frânare Jake. Acest stand permite trasarea diagramelor indicate și desfășurate atât în timpul funcționării motorului în modul normal de funcționare (cu ardere), cât și în timpul funcționării în modul de frânare Jake.

Standul experimental prezentat în Figura 4.3 este compus dintr-un motor (6) cu ardere internă (Lombardini 6LD400), un generator (13) și un motor electric de curent alternativ (1), legate rigid prin intermediul unor flanșe. Generatorul de curent continuu este utilizată pentru simularea sarcinii. Motorul cu ardere internă este antrenat de un motor de curent alternativ trifazat cu scopul de a simula coborârea în pantă a autovehiculului, dat fiind faptul că motorul diesel nu mai este alimentat cu motorină.



Figura 4.3. Vedere de ansamblu a standului experimental 1 – motor electric trifazic curent alternativ, 2 – roată conducătoare curea dințată, 3 – roată condusă curea dințată, 4 – sistem lăgăruire roată curea, 5 – ax conducător, 7 – cablu torsiune flexibil, 8 – plăcuță gradată, 9 – chiulasă, 10 – rulment ghidare cablu flexibil, 11 – sistem lăgăruire ax antrenat, 12 – rezervor motorină, 13 – generator electric.

Se observă în figură că arborele condus (5) lăgăruit prin intermediul bucșei (4) (care are rulmenți la interior) este antrenat de la motorul electric prin intermediul roților de curea (2) și (3) cu ajutorul unei curele dințate. Acesta, transmite mișcarea de rotație sincronizat cu deplasarea pistonului și a elementelor distribuției motorului diesel prin intermediul unui cablu torsionat (7). Cablul intră în sistemul de lăgăruire (11) al unui șurub reglabil cu contrapiuliță ce ne permite modificarea unghiului de avans la deschiderea supapei de evacuare. Plăcuța gradată (8), permite cunoașterea valorii avansului la deschiderea supapei de evacuare. Poziționarea traductorului de presiune și alte detalii se pot observa în Figura 4.4.



54 56 78 9 101112 15 14151617 18 19

Figura 4.4. Vedere de detaliu asupra standului experimental

1 – rezervor combustibil, 2 – arc, 3 – placă suport lăgăruire ax, 4 – şurub prindere și reglare poziție camă, 6 şurub reglabil cu rol de camă, 7 – camă acționare tijă supapă evacuare, 8 – cablu flexibil antrenare, 9 – ac indicator rigid cu cama 7, 10 – prindere injector combustibil, 11 – placă suport, 12 – flanşă antrenare motor diesel, 13 – roată curea de antrenare, 14 – sistem lăgăruire, 15 – ax antrenare cablu flexibil, 16 – placă suport, 17 – curea dințată, 18 – traductor de presiune, 19 – motor electric trifazat, roată curea dințată.

Pentru punerea în funcțiune a motorului de curent alternativ de 7,5 kW, s-a folosit un invertor Danfoss VLT6000 ale cărui date constructive sunt prezentate în Anexa 4. Prin intermediul acestui invertor se poate controla turația motorului funcție de frecvența de ieșire.

4.4 Aparatura utilizată pentru trasarea diagramei indicate și a celei desfășurate

4.4.1 Traductoarele utilizate la trasarea diagramelor

Una dintre cele mai utilizate metode de analiză a proceselor din motoarele cu ardere internă implică monitorizarea presiunii din interiorul camerei de ardere, funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit sau de volumul descris de piston în mișcarea sa din interiorul cilindrului motor. Descrierea proceselor din motor și modul de obținere a diagramelor indicate sau desfășurate sunt prezentate de Grunwald B. ș.a. [Gr80], Abăităncei D. ș.a. [Ab81], Bățaga N., ș.a. [Bă95], Tănase F. ș.a. [Ta98], Burnete N., ș.a. [Bu01], Mădărășan T. ș.a. [Ma02], Rakosi E. ș.a. [Ra13]. Deși metoda de investigație a proceselor din cilindrul motor nu este nouă fiind bine cunoscută în domeniu, s-a construit în cadrul laboratorului de Motoare cu ardere internă a Universității "Ștefan cel Mare" din Suceava un traductor piezoelectric ce permite măsurarea presiunilor de până la 145·105 Pa. Descrierea elementelor componente ale traductorului proiectat și realizat de Mihai I. și Manolache-Rusu C.-I. [Mi13], pot fi urmărite în Figura 4.5 unde se prezintă secțiunea transversală și imaginea acestuia.



Figura 4.5 Senzor piezoelectric de presiune, [Mi13]

1 – zonă conexiune filetată, 2 – canalizație admisie fluid stare gazoasă, 3 – zonă randalinată, 4 – filet interior, 5 - fir de conexiune electrică, 6 – izolator electric, 7 – electrod central, 8 – mufă conexiune cablu, 9 – corp superior cu rol de asigurare etanșare, 10 – corp exterior, 11 – cristal piezoelectric, 12 – garnituri etanșare, 13 – element elastic

Traductorul (1) folosește un cristal cu proprietăți piezoelectrice (11) format dintr-un disc de titanit de bariu. Corpul filetat (1) permite ataşarea traductorului la o conductă de înaltă presiune prelevată de la echipamentul de injecție și înfiletată în chiulasă. Presiunea provenită din interiorul cilindrului motorului diesel, va pătrunde prin canalizația (2) și va deforma elementul sensibil materializat în membrana elastică (13). Aceasta la rândul său va comprima sau destinde cristalul piezoelectric (11) generând o tensiune electrică proporțională cu semnalul primit. Tensiunea va fi transmisă prin firul (5) și masa traductorului către electrozii (7) și (8) izolați electric cu un material ceramic (6). La mufa (8) va fi atașat cablul de transmitere a semnalelor către un osciloscop. Partea randalinată (3) permite ca prin strângerea corpului superior (9) față de corpul exterior (10) să se pretensioneze cu o anumită forță cristalul piezoelectric prin intermediul filetului cu pas fin (4) și a garniturilor din cupru (12). Datorită efectului piezoelectric, între cele două fețe ale cristalului va apare o diferență de potential în momentul aplicării presiunii. Reiese din cele prezentate că presiunea gazelor din cilindru pe care dorim să o măsurăm, nu va acționa direct asupra cristalului, ci asupra unei membrane metalice subtiri ce este pretensionată și în contact cu cristalul piezoelectric. Traductorul realizat a fost folosit cu succes în cazul motorului diesel la funcționarea cu ardere. Întrucât în cazul frânării Jake presiunea și temperaturile de lucru sunt mult mai mici, s-a optat ca pentru măsurători de precizie să se folosească un traductor de presiune ce permite atingerea a $100 \cdot 10^5$ Pa, realizat de firma Huba Control, prezentat în Figura 4.6. Datele tehnice ale acestui traductor de presiune sunt date pe pagina web [Ac13].



Figura 4.6. Traductorul de presiune HUBA tip 507 a) Vedere traductor HUBA 507 montat pe motorul diesel, b) Detaliu traductor HUBA 507.

Pentru trasarea diagramelor indicate p-V, a fost necesară construcția unui traductor ce va simula volumul cilindrului, iar pentru diagrama p- α valoarea unghiului de rotație a arborelui cotit. În Figura 4.7-a este reprezentat traductorul de simulare a volumului iar în Figura 4.7-b cel unghiular. În vederea transformării traductorului volumetric în traductor de unghi, discul excentric a fost înlocuit cu unul ce are forma spiralei lui Arhimede.



Figura 4.7. Traductoare simulare volum descris de piston și unghi rotație arbore cotit a) volum, b) unghiular

În Figura 4.8 se prezintă modul de montare a discului excentric ce simulează volumul cilindrului împreună cu montajul electronic ce va furniza semnalul electronic către osciloscopul HM 1507-2, analog-digital cu două canale și memorie, produs de Hameg aflat în dotarea laboratorului.



Figura 4.8. Montajul traductorului de simulare a volumului descris de piston în cilindru

După cum se observă din Figura 4.8 la extremitatea axului motorului electric a fost realizată o flanșă ce permite prinderea discului traductorului volumetric sau unghiular, pentru trasarea diagramelor indicate sau a celei desfășurate.

Datele experimentale pentru presiunea din cilindru au fost înregistrate cu ajutorul softului SP107E - V3.02 dedicat osciloscopului analog-digital HM1507, ce are o interfață RS232 cu calculatorul.

4.5 Concluzii

- Pentru proiectarea standului experimental au fost studiate diferite metode de acționare a supapei de evacuare cu scopul de a se analiza avantajele şi dezavantajele acestora în vederea modificării motorului Lombardini 6LD400 pentru frânarea de tip Jake. S-a apreciat că deschiderea supapei de evacuare cu ajutorul unei came acționată de sistemul de distribuție al motorului ar constitui metoda cea mai convenabilă pentru acest tip de motor.
- 2. S-au stabilit principalele elemente constitutive ale standului experimental.
- 3. A fost proiectat sistemul de actionare al supapei de evacuare pentru cazul frânării Jake.
- 4. A fost realizată schema de principiu a standului experimental;
- 5. S-au ales și s-au procurat echipamentele necesare determinării diagramelor indicate și desfășurate ale motorului diesel: traductoarele de presiune (HUBA 507, piezoelectric realizat în laborator) de simulare a volumului descris de piston în cilindru, a unghiului de rotație a arborelui cotit (realizate în laborator), a presiunii în galeriile de admisie și evacuare (MPX5700DP).
- 6. A fost modificată chiulasa motorului diesel în vederea montării traductoarelor de presiune.
- 7. A fost realizat sistemul de actionare a supapei de evacuare, care permite funcționarea motorului atât în regim normal de funcționare cât și în procesul de frână motor de tip Jake;
- 8. Pentru simularea frânării de tip Jake pe lângă motorul diesel a mai fost necesar să se instaleze pe stand, un motorul trifazic de curent alternativ, acționat de un invertor

Danfoss VLT6000 care are rolul de a simula coborârea unei pante de către autovehicul și un generator de curent care are rolul de a simula sarcina.

- Achiziția datelor pentru presiuni, volumul cilindrului, respectiv unghiul de rotație a arborelui cotit a fost realizată folosind osciloscopul analog-digital cu memorie HM 1507-2, placa de achiziții LabJack U12 și softurile SP107E - V3.02 respectiv LabVIEW;
- 10. A fost proiectat și realizat un stand experimental care permite determinarea parametrilor termogazodinamici ai unui motor diesel monocilindric cu sau fără utilizarea frânei de motor Jake.

5 REZULTATE EXPERIMENTALE ȘI INTERPRETAREA LOR

5.1 Monitorizarea presiunii în diagrama desfășurată cu și fără frânarea de tip Jake

Principalele etape ale determinărilor experimentale sunt enumerate mai jos:

- 1. Au fost efectuate măsurători privind evoluția presiunii în cilindru în modul de funcționare ce implică anularea injecției fără frânare Jake. Arderea a fost suprimată prin eliminarea alimentării cu combustibil a injectorului.
- 2. Motorul electric a fost adus la o turație de 2100 r.p.m., efectuându-se măsurători ale presiunii din cilindru și ale altor parametri pentru mai multa valori de deschidere ale supapei de evacuare la frânarea Jake.
- 3. Au fost trasate diagramele desfășurate și cele indicate pentru funcționarea fără ardere și în cazul frânării Jake când s-a modificat momentul deschiderii supapei de evacuare.

Rezultatele experimentale obținute cu sau fără procesul de frânare Jake pe motorul diesel 6LD400 de tip Lombardini, sunt prezentate în continuare. În Figura 5.1, este prezentată evoluția presiunii din cilindru, înregistrată cu ajutorul unui traductor de presiune piezoelectric, produs de firma Huba Control. Imaginea este obținută cu osciloscopul HAMEG 1507-2 iar cu softul SP107E - V3.02 datele sunt transferate tabelat în fișiere Excel. Întrucât detaliile din diagrame sunt mai vizibile în acest ultim caz, s-a optat ca în continuare să fie prezentate sub această formă, imaginile de pe osciloscop fiind sintetizate în Anexa 5 iar tabelele în Anexa 6.

Din diagrama p- α , observăm că în cazul succesiunii proceselor normale dar cu suprimarea injecției de combustibil, valoarea maximă a presiunii pe ciclu atinge valoarea de 42.01 \cdot 10⁵ Pa. Determinarea valorii presiunii s-a obținut pentru turația de 2100 r.p.m.

Un alt set de măsurători a presiunii din cilindrul motorului diesel a fost efectuat tot la turația de 2100 r.p.m., însă de această dată ordinea proceselor este cea corespunzătoare funcționării în regim de frână Jake.

În Figura 5.1 se prezintă evoluția presiunii în cilindru pentru un avans la deschiderea supapei de evacuare de 5 °R.A.C. față de P.M.I. și o ridicare a acesteia de pe scaun de 2 mm. Se observă că în acest caz apare o scădere a presiunii maxime atinse pe ciclu de $2.22 \cdot 10^5$ Pa, ajungându-se la valoarea de $39.79 \cdot 10^5$ Pa. De asemenea, alura diagramei p- α , arată clar o scădere bruscă de presiune în momentul deschiderii supapei la 355 °R.A.C., după care se observă o creștere ușoară a presiunii pană aproape de P.M.I., datorate inerției coloanei de fluid și faptului că pistonul își continuă mișcarea de ascensiune către P.M.I.



Figura 5.1. Diagrama p-α la frânarea Jake, cu avans de deschidere a supapei de evacuare de 5°R.A.C. față de P.M.I.

În jurul valorii de 363 °R.A.C. valoarea presiunii prezintă o cădere bruscă urmată de o scăderii a presiunii mult mai pronunțată decât în cazul funcționării fără ardere și frânare Jake. Acest lucru se explică pe seama deschiderii cu avans față de P.M.I. a supapei de evacuare.

Obținerea efectului de frânare Jake are la bază faptul că eliberând energia cinetică a gazului din cilindru conduce la suprimarea efectului de arc din partea gazelor în cursa de destindere. Supapa de evacuare se va închide la 390 °R.A.C., când apar oscilații ale valorii presiunii din cilindru.

Scăderea presiunii din cilindru la volum constant are loc în prima parte imediat după deschiderea supapei de evacuare. Ulterior destinderea are loc gradat conform legii de mișcare a camei ce controlează supapa de evacuare, fapt ce conduce la evitarea șocurilor asupra arborelui cotit pe de o parte și la diminuarea zgomotului produs de circulația gazelor pe lângă supapă pe de altă parte.

Figura 5.2 prezintă evoluția presiunii funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit, ca în cazul anterior însă pentru un avans la deschidere al supapei de evacuare de 15 °R.A.C. Ridicarea supapei de pe scaun se păstrează la valoarea constructivă maximă de 2 mm, astfel încât în caz de neconcordanță între arborele cotit și sistemul de acționare al supapei de evacuare, aceasta din urmă să nu lovească pistonul. Pentru cazul în discuție se observă că valoarea presiunii maxime din cilindru pe ciclu scade până la 28.27·10⁵ Pa. Și în acest caz imediat după deschiderea supapei de evacuare apare o evoluție cvasi-izocoră la 360 °R.A.C. după care curba presiunii în cilindru își păstrează alura specifică destinderii adiabatice. Din figură se disting clar profilurile diferite ale presiunii pentru funcționarea fără ardere și cea caracteristică procesului de frânare Jake.



Figura 5.2. Diagrama p-α la frânarea Jake, cu avans de deschidere a supapei de evacuare de 15°R.A.C. față de P.M.I.

S-a considerat oportun să se prezinte grafic în figura 5.3 toate situațiile prezentate anterior.



Figura 5.3. Diagrama p-α la frânarea Jake,cu avans de deschidere a supapei de evacuare de la 5÷45°R.A.C. față de P.M.I.

Analizând Figura 5.3, se poate afirma că la creșterea valorii avansului deschiderii supapei de evacuare, valoarea presiunii din cilindru nu mai asigură la frânarea Jake consumarea unei cantități suficiente de lucru mecanic prin comprimarea gazului. Mai mult, măsurătorile efectuate asupra lucrului mecanic consumat, pentru valori ale deschiderii supapei de evacuare mai mari de 35 °R.A.C., nu prezintă importanță pentru cazul frânarii de tip Jake.

Din diagramele p- α reprezentate în Figura 5.3, se poate observa că presiunea cea mai ridicată pentru utilizarea motorului în regim de frânare Jake, corespunde avansului la deschiderea supapei de evacuare de 5 °R.A.C., față de P.M.I. la o ridicare de pe scaun de 2 mm, și turația de 2100 r.p.m.

Un extras al imaginilor experimentale obținute pentru diagrama p- α pe osciloscopul Hameg HM1507-2 este prezentat în Anexa 5, iar valorile obținute sub formă tabelată cu softul SP107E - V3.02 se găsesc în Anexa 6.

5.2 Analiza proceselor în diagrama indicată cu și fără frânarea de tip Jake

Prin prelucrarea fișierelor de date în softul Excel, prezentate în Anexa 6, achiziționate cu ajutorul softului SP107E - V3.02 de pe osciloscopul analog-digital HM 1507-2, s-au trasat diagramele p-V pentru aceleași cazuri prezentate anterior.

În Figura 5.4 diagrama p-V corespunde avansului de deschiere a supapei de evacuare pentru frânarea de tip Jake de 5 °R.A.C. față de P.M.I. Valoarea maximă a presiunii în cilindru este de 39.79·10⁵ Pa iar aspectul acestei diagrame este caracteristic compresoarelor cu piston. Pentru creșterea presiunii în cilindru se consumă lucru mecanic pentru comprimarea gazului de lucru. Se observă din figură că la frânarea Jake, presiunea scade aproape instantaneu odată ce este deschisă supapa de evacuare.



Figura 5.4. Diagrama p-V la frânarea Jake, cu avans deschidere supapă de evacuare de 5 °R.A.C. față de P.M.I.

În cazul unui avans de deschidere a supapei de evacuare de 25 °R.A.C. față de P.M.I., după cum se observă din Figura 5.5 valoarea presiunii maxime pe ciclu este de $21,12 \cdot 10^5$ Pa fiind deci mai scăzută, mărime care va fi mai mică cu 46.92% față de primul caz.



Figura 5.5. Diagrama p-V la frânarea Jake, cu avans deschidere supapă de evacuare de 25 °R.A.C. față de P.M.I.

Diagrama p-V, din Figura 5.6, descrie pe lângă bucla negativă, de arie mai mare si o buclă pozitivă (mai mică) în care se generează lucru mecanic.



Figura 5.6. Diagrama p-V la frânarea Jake, cu avans deschidere supapă de evacuare de 45 °R.A.C. față de P.M.I.

Acest fenomen poate fi explicat pe seama deschiderii cu avans mare față de P.M.I. a supapei de evacuare, și duratei de deschidere de 30° R.A.C. Pe durata a câteva grade r.a.c. pană la P.M.I., pistonul va intra din nou într-o cursă de compresie. Lucrul mecanic efectuat pentru comprimarea gazului, se va întoarce ca energie cinetică în mecanismul motor, prin efectul de arc din partea gazelor (cu apariția unei bucle mici generatoare de lucru mecanic). Datorită deschiderii timpurii a supapei de evacuare, presiunea în cilindru înregistrează valori de $10.8 \cdot 10^5$ Pa, diferența de lucru mecanic indicat fiind mai mică cu 72.86% față de cazul deschiderii supapei de evacuare cu un avans de 5 °R.A.C. și de 48.86% față de cazul deschiderii în avans cu 25 °R.A.C.

5.3 Compararea rezultatelor experimentale cu cele teoretice, cu și fără frânarea de tip Jake

Avansul la deschiderea supapei de evacuare cu 5 °R.A.C. față de P.M.I., conduce prin calcul la valori ale presiunii maxime din cilindru de $42.14 \cdot 10^5$ Pa, după cum este arătat în Figura 5.7. Valorile presiunii din diagrama P- α au fost determinate analitic cu ajutorul programului Mathcad în care s-au introdus ca date de intrare parametrii constructivi și funcționali ai motorului Lombardini 6LD400 și parametrii condițiilor de mediu.

Turația de regim a motorului cu ardere internă din standul experimental este de 2100 r.p.m. Din diagramele p- α experimentale, observăm că o deschidere a supapei de evacuare cu avans cât mai mic față de P.M.I. conduce la o valoare maximă a presiunii pe ciclu. În consecință, valoarea presiunii de la finele procesului de comprimare influențează semnificativ eficacitatea sistemului de frână motor de tip Jake.



Figura 5.7. Compararea diagramelor p- α *obținute prin calcul și experimental, pentru un avans de 5* °*R.A.C.*

Figurile 5.7 - 5.10, prezintă diagramele teoretice, obținute pentru frânarea Jake cu ajutorul softului realizat în mediul de programare Mathcad, pentru diferite avansuri ale deschiderii supapei de evacuare și o comparare a acestora față de cazul experimental.


Figura 5.8. Compararea diagramelor p- α obținute prin calcul și experimental, pentru un avans de 15 °R.A.C.



Figura 5.9. Compararea diagramelor p- α obținute prin calcul și experimental, pentru un avans de 25 °R.A.C.



Figura 5.10. Compararea diagramelor p- α obținute prin calcul și experimental, pentru un avans de 35 °R.A.C.

Diagramele teoretice obținute păstrează același trend cu cele obținute experimental. Diferențele presiunii maxime din cilindru pe ciclul termodinamic pentru cazurile teoretic și experimental, nu depășește valoarea de $2 \cdot 10^5$ Pa, pentru cazurile studiate. Această comparație între diagramele teoretice și cele experimentale arată o bună concordanță a rezultatelor obținute cu programul de calcul Mathcad și determinările efectuate pe standul experimental.

Erorile relative ale valorilor maxime ale presiunii din cilindru pentru cazul teoretic și cel experimental, obținute prin suprapunerea curbelor diagramei desfășurate sunt apropiate după cum rezultă din Tabelul 5.1.

Avans	5 °R.A.C.	15 °R.A.C.	25 °R.A.C.	35 °R.A.C.
d.s.e.				
Mărime				
Presiune	42.14·10 ⁵ Pa	29.50·10 ⁵ Pa	21.52·10 ⁵ Pa	17.34·10⁵Pa
Mathcad				
Presiune	39.79·10 ⁵ Pa	28.27·10 ⁵ Pa	21.12·10 ⁵ Pa	15.17·10 ⁵ Pa
experimental				
Eroarea %	2.87%	2.13%	0.94%	6.67%

Tabel 5-1. Valorile maxime ale presiunii din cilindru, caz teoretic și experimental

Se poate aprecia că există o bună concordanță între calculele analitice efectuate și experiment, fapt ce indică o bună modelare a proceselor din motorul diesel cu sau fără frână Jake.

5.4 Concluzii

Rezultatele experimentale și efectuate pentru funcționarea motorului Lombardini 6LD400 în modul de frânare de tip Jake și compararea acestora cu datele obținute prin calcul în softul Mathcad permit formularea următoarelor concluzii:

- 1. S-a urmărit ca experimental să se determine presiunea maximă care se poate obține în interiorul cilindrului la finele cursei de compresie, atunci când motorul diesel este antrenat de sistemul de transmisie în experiment acest lucru s-a obținut cu ajutorul unui motor trifazic acționat prin intermediul unui invertor Danfoss VLT6000 HVAC, ce permite modificarea turației și menținerea cuplului presiune ce dictează eficacitatea la frânare Jake.
- 2. S-a constatat experimental că valoarea maximă a presiunii din cilindru pentru cazul funcționării normale, fără ardere, atinge valoarea de 42.01.10⁵ Pa, mărime determinată cu ajutorul traductorului piezoelectric de presiune Huba 507, produs de Huba Control.
- 3. Determinările experimentale în cazul funcționării motorului în modul de frână Jake au condus la trasarea diagramei desfășurate și pe cea a diagramei indicate. Analiza diagramelor obținute experimental a permis să se studieze cum se desfășoară procesele în cazul frânării Jake atunci când se suprimă injecția combustibilului. Pentru o analiză concludentă s-a modificat avansul la deschiderea supapei de evacuare cu un pas de 10 °R.A.C. înainte de P.M.I. pornind de la 5 °R.A.C. până la 45 °R.A.C.
- 4. La frânarea Jake pentru un avans la deschiderea supapei de evacuare de 5 °R.A.C. față de P.M.I. și o ridicare de pe scaun de 2 mm a acesteia, valoarea maximă a presiunii din cilindru este de 39.79·10⁵ Pa, observându-se că aceasta este mai mică cu 5.28% față de cazul fără frânare.
- 5. Diagramele p-α înregistrează momentul deschiderii supapei de evacuare printr-o scădere bruscă de presiune până la un avans al supapei de evacuare de 25 °R.A.C. Diagramele indicate pentru 25 °R.A.C. indică faptul că poate să apară o creştere a presiunii ca o consecință a inerției masei de gaz şi a duratei procesului de evacuare a gazului concretizată prin faptul că pistonul își continuă mișcarea de urcare până la P.M.I. realizând înainte de acesta o ușoară compresie. În diagrama indicată apare în acest caz o buclă mică pozitivă, care are semnificația generării de lucru mecanic.
- 6. Diagramele p-V obținute experimental, arată că funcționarea motorului în modul de frână Jake este caracteristică compresoarelor cu piston, lucrul mecanic fiind negativ fapt ce conduce la frânarea motorului diesel prin efectul Jake.
- 7. Compararea rezultatelor experimentale cu cele teoretice cu sau fără frânarea de tip Jake atestă faptul că modelul matematic propus, dezvoltat în Mathcad apreciază cu precizie valorile presiunii din cilindru, și implicit, ale comportării motorului în modul de frânare.
- 8. Se poate aprecia că o deschidere a supapei de evacuare în imediata apropiere a P.M.I. nu permite evacuarea completă a gazelor aflate sub presiune din cilindru, caz în care, o parte din lucrul mecanic efectuat în cursa de compresie pentru comprimarea gazului de lucru din cilindru va produce moment motor în cursa de destindere datorită efectului de arc din partea gazului. După depășirea avansului de deschidere a supapei de evacuare de 25 °R.A.C. față de P.M.I. se constată experimental că valorile presiunii din cilindru devin prea mici pentru frânarea eficace de tip Jake.
- 9. Experimental s-a considerat că cel mai benefic moment de deschidere în avans a supapei de evacuare corespunde unei valori de 5 °R.A.C. față de P.M.I. în modul de frânare Jake. În cazul suprimării injecției valoarea maximă a presiunii în cilindru atinge 39.79·10⁵ Pa iar în cazul determinărilor teoretice pentru același avans de deschidere a rezultat din calcule 42.14·10⁵ Pa existând o diferență de 5.57%.

- 10. Avansuri la deschiderea ale supapei de evacuare mai mari de 5 °R.A.C. față de P.M.I. conduc la valori mai mici ale presiunii în cilindru (implicit o scădere a momentului rezistent la arbore), așa după cum rezultă din figurile 5.19 5.22, atât în cazul determinărilor experimentale cât și a celor teoretice, compararea rezultatelor arătând că alura proceselor termodinamice este aceeași iar diferențele valorice sunt mici conform datelor din tabelul 5.1.
- 11. Ținând cont de faptul că în relația (2.48), singurul parametru variabil este presiunea din cilindru, relație care conduce la determinarea expresiei (2.55) a momentului motor și implicit a momentului de frânare Jake, confirmă faptul că această mărime este printre puținii parametri termodinamici care influențează direct forța de frânare.

6 CONCLUZII FINALE, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI DIRECȚII DE CERCETARE

6.1 Concluzii generale

Sistemele auxiliare de frânare au fost concepute atât pentru menținerea unei viteze constante în zonele de pantă cât și pentru a permite suplimentarea sau chiar înlocuirea frânei de serviciu. Principalele categorii de sisteme auxiliare dezvoltate până în prezent, în vederea obținerii unui moment de frânare, sunt: retarderul de lanț cinematic respectiv frâna de motor.

Din punct de vedere al *soluției constructive*, adoptate la proiectarea sistemului de frână auxiliară, există patru clase principale de astfel de sisteme:

- frână Jake (de tip de-compresor);
- frână obturator;
- retarder hidraulic;
- retarder electromagnetic.

Conceptul de frână Jake, descrie un sistem auxiliar de frânare montat de obicei în cadrul motoarelor diesel de putere, care permite realizarea deschiderii supapei de evacuare în imediata apropiere a momentului injecției. Pe durata funcționării sistemului de frânare Jake, la motoarele diesel unitatea de control electronic oprește alimentarea combustibilului, transformând procesele din acesta în cele specifice unui compresor. Pe timpul frânării Jake datorită procesului de comprimare a gazelor și fenomenului de de-compresie controlată se consumă din energia cinetică a autovehiculului realizându-se încetinirea acestuia.

Pornind de la datele cunoscute privind sistemele de frânare Jake, s-au propus următoarele obiective de realizat:

- studiul sistemelor de frânare auxiliară dezvoltate până în stadiul actual;
- dezvoltarea în Mathcad a unui cod de calcul care să permită determinarea parametrilor termodinamici, a forțelor din sistemul motor în regim dinamic cât și a parametrilor de eficiență pentru un motor diesel cu funcționare normală sau în regim de frânare Jake;
- verificarea datelor obținute în mediul de programare Mathcad cu cele ale unui soft consacrat (GT Power), adaptat pentru frânarea Jake;
- analiza condițiilor optime ce conduc la obținerea unei eficacități maxime la frânarea Jake;
- realizarea unui sistem ce poate asigura deschiderea supapei de evacuare după o anumită lege la frânarea Jake, care să acționeze independent de sistemul de distribuție al motorului, fără perturbarea funcționării normale a acestuia, fapt ce conduce la diminuarea nivelului de zgomot;
- realizarea unui sistem de control a momentului de deschidere în avans a supapei de evacuare față de P.M.I. la frânarea Jake, independent de cel al motorului diesel utilizat în funcționarea normală;
- realizarea unui stand experimental care să includă un motor diesel și un sistem de frânare Jake;
- efectuarea de determinări experimentale cu scopul trasării diagramelor desfășurate și indicate urmate de analiza parametrilor pentru a se stabili condițiile optime de frânare Jake.

Rezultatele finale obținute privind studiul sistemului de frânare Jake demonstrează că obiectivele stabilite pentru aceasta teză de doctorat au fost îndeplinite.

În baza analizelor și studiilor efectuate, rezultă următoarele concluzii finale:

1. Odată cu *dezvoltarea tehnicii, motoarele cu ardere internă* au suferit numeroase îmbunătățiri în ceea ce privește fiabilitatea, eficiența, consumul de carburant precum și

volumul de noxe poluante. Rezistența aerodinamică din partea aerului precum și cea datorată interfeței anvelopă-drum la rulare au fost diminuate. Toate acestea *au diminuat capacitatea naturală de încetinire a autovehiculelor* cu precădere a celor de mare tonaj. În acest fel a apărut nevoia creșterii eficienței sistemelor de frânare deja existente sau de dezvoltare a unor noi sisteme auxiliare.

- 2. Sistemele de frânare clasice cu precădere cele ale autovehiculelor grele, prezintă dezavantajul că nu pot asigura frânarea autovehiculelor în bune condiții pentru întreaga gama de combinații a unghiurilor de înclinare şi a lungimii pantelor de pe drumurile publice. S-a constatat experimental că apare o supraîncălzire a componentelor de fricțiune ale sistemelor de frânare în cazul utilizării repetate sau pentru perioade îndelungate de funcționare a acestora. Prin studiile efectuate privind stadiul actual al sistemelor de frânare auxiliare, în urma analizei eficacității de frânare şi a timpului de răspuns, s-a constat că cele mai eficiente sisteme sunt cele de tip Jake. S-a constat că există şi alte beneficii ale sistemelor de frânare Jake, acestea fiind utilizate şi în aplicații care vizează o angajarea mai rapidă a treptelor de viteză, respectiv dezvoltarea de sisteme regenerative pneumatice.
- 3. *Cel mai mare dezavantaj al sistemelor Jake* îl reprezintă *poluarea fonică*, care apare ca urmare a evacuării gazelor din cilindru spre finalul cursei de compresie, printr-un ajutaj convergent de secțiune mică, format de supapă cu scaunul acesteia.
- 4. *Sporirea eficienței de frânare* a sistemelor *Jake* este posibilă prin dezvoltarea unor sisteme mecanice, hidraulice sau electrice care să permită acționarea supapelor de admisie și/sau evacuare după o anumită lege predeterminată.
- 5. Acest studiu, privind frânarea de tip Jake la motoarele diesel, este dezvoltat pe baza calculelor analitice a cărui cod în Mathcad se regăsește în Anexele 1-3, a unui set de 20 diagrame desfășurate și indicate prezentate parțial în Anexa 5 și a valorilor numerice date sub formă de extras în Anexa 6, asigurându-se astfel baza de eșantioane comună metodelor experimentale.
- 6. În primul capitol a fost efectuat un studiu pentru a se cunoaște care este stadiul actual privind sistemele de frânare auxiliare și locul celor de tip Jake. În §1.4 au fost studiate principiile de funcționare ale sistemelor auxiliare de frânare, iar în §1.4.2 s-a analizat particularitățile sistemului Jake față de alte categorii similare. În §1.5.1 s-a considerat oportun să se prezinte care sunt modele matematice utilizate în stadiul actual la studiul proceselor din motor în cazul frânării Jake.
- 7. Au fost aduse contribuții prin dezvoltarea unor modele matematice și aplicarea acestora în Mathcad pentru studierea fenomenelor la frânarea motoarelor diesel prin metoda Jake, codurile fiind prezentate în Anexele 1-3 sub forma unor extrase întrucât ele însumează 506 pagini. În §2.2.1 este prezentată metoda simplificată iar în §2.2.2 metoda iterativă. În codul Mathcad au fost introduse relații care au permis ca în §2.3.1 să se facă o analiză asupra influenței unghiului de deschidere a supapei de evacuare asupra momentului motor, în §2.3.2 să se ia în considerare modul în care presiunea de supraalimentare determină momentului motor, iar în §2.3.3 s-a analizat dacă sistemele auxiliare de răcire a gazelor proaspete care modifică densitatea aerului au sau nu o influență asupra momentului motor.
- 8. S-a constatat că datele de intrare care influențează semnificativ rezultatele calculelor în Mathcad sunt debitul de fluid vehiculat, valoarea presiunii în cilindru, respectiv profilul și duratele de deschidere ale supapelor de evacuare. *Modelele teoretice* dezvoltate pentru funcționarea motorului în regim de frânare Jake, au luat în considerare legile *de conservare a masei și a energiei*. Funcționarea motorului în modul de frânare Jake conduce la schimbarea ordinii proceselor componente ale ciclului motor.

- 9. Prin modelare matematică în Mathcad, s-a constat că în cazul utilizării monocilindrului Lombardini 6LD400 în modul de frânare Jake cu valorile unghiurilor pentru acționarea supapei de evacuare precizate în §2.5.1, sensul curgerii se modifică pentru prima dată la valoarea de 358 °R.A.C., în sensul conductă cilindru. În cod a fost impusă valoarea maximă de ridicare a supapei de evacuare la 2 mm, în conformitate cu înălțimea camerei de ardere.
- 10. Valoarea inițială a exponentului adiabatic este aleasă arbitrar iar prin intermediul unei bucle "while" este impusă precizia de calcul a tuturor variabilelor precum și a parametrului menționat. Codul de calcul dezvoltat în Mathcad permite gestiunea tranșelor de gaze din galeria de evacuare prin intermediul a trei variabile definite sub formă vectorială.
- 11. Cu ajutorul codului realizat au fost obținute 32 figuri care au permis să se analizeze parametrii termogazodinamici în cazul procesului de frânare Jake. S-a determinat prin calcul gradul de umplere a cilindrului (Figura 2.1), Evoluția presiunii în cilindru funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit, sau de volum a fost trasată în Figurile 2.2-2.4. Mărimile determinate prin calcul pentru temperatură, lucru mecanic, căldura schimbată, variația energiei interne, entalpiei, cantității de substanță, viteză și derivatele acestora se regăsesc în Figurile 2.5-2.21 pentru cazul frânării Jake a motorului diesel. În Figurile 2.22-2.32 sunt prezentate graficele obținute prin calcul pentru forțele și momentele din mecanismul motor în condițiile frânării Jake.
- 12. După efectuarea calculelor în Mathcad s-a concluzionat că valoarea presiunii maxime ce se atinge în cilindru este a patra parte din valoarea maximă atinsă în cazul funcționării normale (cu ardere), atunci când unghiul de deschidere a supapei de evacuare coincide cu momentul injecției, respectiv valoarea unghiului de închidere a acestei supape este același cu valoarea unghiului corespunzător sfârșitului arderii.
- 13. Sistemele de supraalimentare și cele de răcire auxiliară a gazelor proaspete au fost introduse în codul de calcul prin intermediul unui coeficient de creștere a presiunii, respectiv prin definirea gradului de răcire. Analizând datele obținute prin calcul în Mathcad pentru acest caz în §2.3.2 se arată că valoarea maximă a presiunii din cilindru crește odată cu presiunea de alimentare și cu diminuarea temperaturii gazelor proaspete prin răcirea acestora cu sisteme auxiliare de răcire. Valori cât mai mari ale presiunii din cilindru conduc la o creștere a eficienței frânei de motor cu eliberarea compresiei denumită Jake.
- 14. Pe baza valorilor de la fiecare pas de iterație a presiunii din cilindru, precum și a maselor raportate ale pistonului și bielei, au fost aduse contribuții la modelul dinamic al mecanismului bielă manivelă în cazul frânării Jake. Calculele au permis determinarea valorii momentului motor instantaneu la arbore pentru cazul studiat. Rezultatele obținute în §2.3 au arătat că valoarea acestui parametru este direct proporțională cu lucrul mecanic efectiv efectuat, oferind date care indică cât de eficace este sistemul Jake.
- 15. Valoarea unghiurilor limită ale procesului de frânare, turația motorului, precum și înălțimea maximă de ridicare a supapei de evacuare influențează semnificativ valoarea momentului motor instantaneu. La mono-cilindrul Lombardini 6LD400 s-a stabilit pe cale analitică faptul că valoarea momentului motor mediu la frânarea Jake este maxim, dacă valoarea unghiului de deschidere a supapei de evacuare este 356 °R.A.C., iar valoarea unghiului de închidere este de 375 °R.A.C.
- 16. Se cunosc mai multe medii virtuale folosite pentru simularea funcționării motorului cu ardere internă cum ar fi GT-Power, Matlab sau Wave-Ricardo. Pentru simularea proceselor mono-cilindrului Lombardini 6LD400 s-a ales softul GT-Power în care în §3.2 s-au particularizat o serie de şabloane predefinite ale motorului diesel, astfel încât

să poată fi studiate procesele în cazul frânării Jake. Modelul de simulare a monocilindrului a fost considerat ca având trei supape pe cilindru, una de admisie, și două de evacuare. Una dintre supapele de evacuare a fost particularizată astfel încât să evolueze după o altă lege de ridicare (Anexa 3), specifică funcționării în modul de frânare Jake.

- 17. În Figurile 3.1-3.13 pot fi urmărite etapele realizării modelului de simulare realizat în GT power. Rezultatele privind evoluția presiunii și temperaturii din cilindru, a cantității de substanță schimbate, a parametrilor termogazodinamici la frânarea Jake au fost sintetizate în graficele 3.14-3.18. Optimizarea parametrilor la frânarea Jake cât și datele obținute prin simulare pentru momentul motor pot fi urmărite în Figurile 3.19-3.21.
- 18. Rezultatele obținute prin simulare și compararea acestora cu cele obținute în Mathcad este realizată în §3.3, Figurile 3.22-3.23. Mediul de programare GT Power prin optimizarea momentului de deschidere a supapei de evacuare pentru obținerea unui moment de frânare maxim a furnizat valoarea de 355,5 °R.A.C., spre deosebire de valoarea de 356 °R.A.C., obținută prin intermediul codului Mathcad, caz în care apare o diferență de doar 0.14%. Este evident că rezultatele codului dezvoltat în Mathcad sunt corespunzătoare pentru asigurarea unei precizii ridicate. Compararea evoluțiilor presiunii în cilindru respectiv a evoluțiilor momentului motor instantaneu între codul Mathcad și GT Power au condus la erori relative mai mici de 5%.
- 19. Au fost aduse contribuții în capitolul patru privind proiectarea și realizarea unui sistem de comandă și control a supapei de evacuare pentru frânarea de tip Jake. După studierea inițială a diferitelor metode de acționare a supapei de evacuare la frânarea Jake, a fost conceput un sistem de acționare a acesteia, prezentat în § 4.3.2.
- 20. A fost realizat un stand experimental, care include motorul cu ardere internă, motorul electric de antrenare a acestuia, sistemul de actionare a supapei de evacuare și un generator electric. Pe stand au fost amplasate echipamente ce permit determinarea presiunii în funcție de volumul cilindrului, respectiv valoarea unghiului de rotație a arborelui cotit, cu sau fără frânare Jake. Pentru modificarea turației motorului diesel sa utilizat un motor electric acționat de un invertor Danfoss VLT6000 care are avantajul modificării turației funcție de frecventă și menținerii constante a cuplului la orice turație;
- 21. Scopul principal urmărit în cadrul determinărilor experimentale a fost acela de a stabili prin analize și studii care sunt condițiile în care presiunea din cilindru, momentul deschiderii/închiderii, durata deschiderii și legea de deschidere a supapei de evacuare dictează eficacitatea în cazul frânării Jake.
- 22. S-a determinat experimental cu ajutorul unui traductor piezoelectric de presiune Huba 507 că valoarea maximă a presiunii din cilindru pentru cazul funcționării normale, fără ardere, atinge valoarea de $42.01 \cdot 10^5$ Pa așa după cum reiese din Figura 5.1. În cazul funcționării motorului în modul de frână Jake, la un avans de deschidere a supapei de evacuare de 5 °R.A.C. față de P.M.I. și ridicarea de pe soclu a supapei cu 2 mm, valoarea maximă a presiunii din cilindru pe ciclu (conform Figurii 5.2) este de $39.79 \cdot 10^5$ Pa. Diagramele p- α , înregistrează la frânarea Jake o scădere bruscă de presiune, în momentul deschiderii supapei de evacuare.
- 23. Avansuri mari (de peste 25 °R.A.C.) ale deschidere supapei de evacuare față de P.M.I., conduc la valori mici ale presiunii din cilindru fapt care afectează eficacitatea procesului la frânarea Jake, întrucât scade momentul motor mediu.
- 24. Diagramele p-V obținute experimental (Figurile 5.9-5.12), arată că funcționarea motorului în modul de frână Jake este una caracteristică compresoarelor cu piston, lucrul mecanic fiind negativ. În aceleași diagrame, la deschideri cu avans de peste 25

°R.A.C. față de P.M.I. (care conduc la durate ale deschiderii supapei de evacuare mai mari decât durata procesului de frână Jake), apare pe lângă lucrul mecanic negativ și unul pozitiv ca urmare a efectului de arc din partea fluidului de lucru din cilindrul motor. Aria lucrului mecanic pozitiv este însă incomparabil mai mică față de cea a lucrului mecanic negativ ce corespunde frânării Jake.

25. Compararea rezultatelor teoretice cu cele experimentale pentru frânarea de tip Jake a motoarelor diesel, atestă faptul că modelul matematic propus, dezvoltat în Mathcad (verificat şi în GT Power), apreciază cu exactitate valorile presiunii din cilindru, şi implicit, ale comportării motorului în modul de frânare. Afirmația are la bază compararea rezultatelor teoretice cu cele experimentale realizată în figurile 5.15-5.18 pentru diagramele p-α. Se constată că alura curbelor este aproape identică şi că valoric nu există diferențe mai mari de 7% pentru valorile presiunii maxime. S-a arătat că analiza fenomenelor din cilindru la frânarea Jake are la bază relația (2.48) în care singurul parametru variabil este presiunea din cilindru. Relația menționată conduce la obținerea expresiei matematice (2.55) care permite determinarea momentului motor. Concluzionăm că valoarea presiunii din cilindru este unul dintre parametrii termodinamici care influențează direct forța de frânare.

În concluzie, în baza modelelor teoretice dezvoltate în Mathcad, a realizării unui sistem de frânare Jake (la care se poate modifica momentul deschiderii supapei de evacuare și controla legea de deschidere) și a metodelor experimentale utilizate în cazul frânării Jake, sunt puse în evidență diferențe semnificative pentru cazul funcționării motoarelor diesel cu sau fără frânare cât și faptul că eficiența sistemului depinde de valoarea presiunii din cilindru.

Metodologia abordată în această lucrare are aplicabilitate pentru orice sistem de frânare Jake la care se dorește controlul înălțimii de ridicare a supapei de evacuare după o anumită lege și permite implementarea sistemului prin atașarea acestuia la distribuția autovehiculului.

6.2 *Contribuții personale*

6.2.1 Contribuții teoretice

- 1. S-a realizat o clasificare a sistemelor auxiliare de frânare, după soluțiile constructive și din punct de vedere al subansamblelor autovehiculului asupra cărora se acționează în mod direct. Au fost analizate particularitățile sistemelor de frânare Jake la motoarele diesel și soluțiile constructive utilizate până în prezent. S-au studiat modelele matematice utilizate de alți cercetători până în stadiul actual care descriu procesele la frânarea tip Jake și s-a stabilit ordinea de desfășurare a proceselor din cadrul unui motor diesel la frânarea Jake. S-a constatat că datorită suprimării injecției și deschiderii supapei de evacuare, procesul de ardere dispare, fiind înlocuit cu unul de schimb de gaze.
- 2. În mediul de programare Mathcad s-a realizat un cod de calcul prezentat sub formă de extras în Anexele 1-2, cu ajutorul căruia pot fi determinați majoritatea parametrilor termogazodinamici caracteristici fiecărui proces termodinamic, pentru funcționarea motorului în modul normal sau cel de frânare Jake. A fost concepută o schemă logică în programul de calcul pentru funcționarea motorului în regimul de frânare Jake. Procesul de frână motor de tip Jake a fost tratat ca un proces de schimb de gaze.

- 3. S-a implementat în Mathcad o lege de ridicare a supapei de evacuare pentru realizarea procesului de frână Jake, prezentată în Anexa 3. Prin modificarea acestei legi se pot simula diferite rgimuri de lucru la frânarea Jake.
- 4. Contribuțiile aduse la codul Mathcad, permit o analiză a modului în care se modifică momentul motor, dacă se schimbă unghiul de deschidere a supapei de evacuare, se ia în considerare presiunea de supraalimentare sau densitatea aerului datorată existenței unor sisteme auxiliare de răcire (intercooler) a amestecului proaspăt.
- 5. Cu ajutorul programului de calcul dezvoltat în Mathcad au fost determinați pe lângă parametrii termodinamici ai fiecărui proces în parte, parametrii indicați și efectivi ai ciclului, cu sau fără frânare Jake.
- 6. Prin intermediul modelului dinamic dezvoltat în Mathcad, s-au determinat valorile forțelor din mecanismul bielă-manivelă datorate forțelor de presiune din partea gazelor din cilindru precum și momentul instantaneu la arbore considerând sau nu procesul de frânare Jake.
- 7. S-a studiat cu ajutorul mediului de programare Mathcad, modul în care unghiurile de deschidere/închidere ale supapei de evacuare influențează evoluția momentului motor instantaneu la frânarea Jake.
- 8. S-a efectuat modelarea și investigarea procesului de frână Jake în cadrul unui program specializat (GT-Power). În mediul de simulare GT-Power s-a realizat un model al mono-cilindrului diesel Lombardini 6LD400.
- 9. S-a efectuat o comparație a valorilor avansului la deschiderea supapei de evacuare asupra parametrilor termodinamici și a celor indicați, folosind programul de calcul realizat în Mathcad și rezultatele din GT-Power, constatându-se că nu apar erori mai mari de 5%.
- 10. Codul realizat în Mathcad poate fi utilizat pentru determinarea parametrilor termodinamici și a celor de eficiență la orice motor diesel, existând o bună concordanță a valorilor obținute cu cele ale altor coduri sursă.

6.2.2 Contribuții experimentale

- 1. A fost conceput și apoi realizat un stand experimental adaptat frânării Jake în vederea determinării valorii presiunii din cilindru, pe parcursul întregului ciclu motor.
- 2. S-a realizat un sistem de acționare a supapei de evacuare pentru frânarea Jake, care să permită:
 - antrenarea de la sistemul de distribuție al motorului;
 - deschiderea supapei de evacuare pe o înălțime de 2 mm;
 - controlul momentului de deschidere/închidere a supapei de evacuare folosind o camă a cărei lege de mișcare este impusă;
 - deschiderea/închiderea supapei de evacuare independent de funcționarea normală și fără afectarea funcționării acesteia în modul normal de funcționare (fără frânare Jake);
 - modificarea cursei camei ce acționează cama de deschidere a supapei de evacuare cu ajutorul unui motor pas cu pas controlat de un driver și de calculatorul sistemului de frânare.
- 3. S-a modificat chiulasa mono-cilindrului Lombardini 6LD400, în vederea acționării supapei de evacuare și pentru determinarea presiunii în cilindru prin instalarea unei conducte etanșe ce transmite evoluția parametrului menționat la echipamentele necesare achiziției de date.

- 4. Utilizând valorile experimentale obținute a fost realizat un studiu asupra momentelor de deschidere/închidere a supapei de evacuare în imediata apropiere a P.M.I., la funcționarea în regimul de frânare Jake.
- 5. Au fost trasate experimental diagramele p-V, respectiv p-α în Excel, pe baza fișierelor de date obținute cu softul SP107E-V3.02 a osciloscopului analog-digital Hameg HM1507-2 pentru diferite valori ale avansului la deschiderea supapei de evacuare.
- 6. Datele obținute experimental au fost analizate prin compararea lor cu cele teoretice obținute din programul de calcul dezvoltat în Mathcad. Au fost făcute o serie de interpretări ale rezultatelor finale obținute care validează ipotezele studiului științific și permit dezvoltarea unui sistem integrat de analiză a parametrilor termodinamici și pe cei de eficiență la frânarea Jake.
- 7. Publicarea în reviste de specialitate sau în volumele conferințelor naționale și internaționale a rezultatelor activității de documentare științifică, analiză experimentală și prelucrare numerică a datelor privind comportarea motorului diesel la frânarea Jake.

6.3 Direcții de cercetare

Ca direcțiile de cercetare, se propun:

- 1. Îmbunătățirea modelului de calcul dezvoltat în Mathcad prin utilizarea unor metode iterative cu pas variabil, altele decât Runge-Kutta, și compararea rezultatelor cu a altor medii de programare în vederea stabilirii erorilor minime de calcul.
- 1. Implementarea unui sistem activ de control a deschiderii/închiderii supapei de evacuare la frânarea Jake care să permită modificarea momentului punctului în care tija rotativă să atace cama cu lege de mișcare predefinită.
- 2. Efectuarea de cercetări pentru diferite legi de deschidere/închidere a supapei de evacuare întrucât în cazul experimentelor a fost utilizată o singură lege.
- 3. Analiza modificării temperaturii fluidului de lucru din cilindrul motor pentru a se analiza dacă există o influență asupra cuplului de frânare în cazul Jake.
- 4. Modernizarea standului experimental astfel încât să se poată determina pe acesta momentul instantaneu la arbore în funcționare normală sau la frânarea Jake.
- 5. Studiul procesului de frânare Jake la sarcini parțiale, nu doar în cazul celor totale cum a fost în cazul actual.
- 6. Studierea comportării motorului diesel în cazul înserierii unui sistem de frână de tip Jake cu unul de tip obturator de evacuare.
- 7. Determinarea experimentală a parametrilor termogazodinamici pentru un motor ce lucrează în modul de frână Jake, supraalimentat și dotat cu radiator intercooler.

7 **BIBLIOGRAFIE**

- [Ab07] Abderrezak, M., Contribution a l'étude des échanges thermiques dans un moteur diesel atmosphérique à taux de compression variable. Université Mentouri Constantine, pp. 1-147, 2007.
- http://bu.umc.edu.dz/theses/gmecanique/MER2609.pdf
 [Ab81] Abăităncei, D., Tănase, F., Radu, Gh., Chiru, A., Cofaru, C., *Motoare pentru* autovehicule: Îndrumar de laborator, vol. 1. Universitatea din Brasov, pp. 1-186,
- [Ac13] Acez Instruments Pte Ltd, *Huba Pressure Transmitter 507*, pp. 135-136, 2013.
- [Ac13] Acez Instruments Pte Ltd, *Huba Pressure Transmitter 507*, pp. 135-136, 2013. [Online].

http://www.acezonline.com/products_pdf/Huba_507.pdf

- [Av15] Avisoft-SASLab Lite, Sound Analisys and Synthesis Laboratory, Version 5.2.09 http://www.avisoft.com/soundanalysis.htm
- [Ba05] Travis, E. Barnes, Ronald, D. Shinogle, "Compression release engine brake control using speed error", USA Patent US006860253B1, 1 Mar., 2005. http://www.google.com.ar/patents/US6860253
- [Ba99] Baker, G. A., "Automatic compression brake muffler", USA Patent 5979596A, 1999.
- [Bă95] Bățaga, N., Burnete, N., *Motoare cu ardere internă*. Lito UTCN, 1995.
- [Be02] Berglund, S., Håkansson N.-O., "Engine brake application system", USA Patent US20020010220A1, Feb. 7, 2002. https://patentscope.wipo.int/search/en/detail.jsf%3Bjsessionid=4FE1854A75F232A 8DB1B0D6E50D63696.wapp2?docId=WO2000037786&recNum=207&office=&q ueryString=&prevFilter=%26fq%3DOF%3AWO%26fq%3DDP%3A2000&sortOpt ion=Relevance&maxRec=79858
- [Be08] Benz, M., Krätschmer, S., Schmidt, E., Stadelmaier, A., Sumser, S., "Engine braking method for a supercharged internal combustion engine", USA Patent US007409943B2, Aug. 12, 2008.
- http://www.google.com.ar/patents/US7409943 [Bh04] Bhave, A., Kraft, M., Montorsi, L., and Mauss, F., "Modelling a Dual-Fuelled
- Multi-Cylinder HCCI Engine Using a PDF Based Engine Cycle Simulator", SAE Technical Paper 2004-01-0561, 2004, doi:10.4271/2004-01-0561. http://papers.sae.org/2004-01-0561/
- [Bo96] Bobescu, Gh., Cofaru, C., Chiru, A., Radu, Gh.-Al., Ene, V., Guber, I., Scalnai, V., Motoare pentru automobile si tractoare. Vol. I: Teorie si caracteristici. Chisinau, Moldova, Ed.Tehnica, 1996.
- [Bu01] Burnete, N., Bățaga, N., Karamusantas, D., *Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă*, Editura Todesco, Cluj-Napoca, ISBN 973-8198-17-8., 2001,
- [Ca10] Carlström, P., Larsson, P., "Engine brake for vehicle", USA Patent US2010/ 0101531A1, Apr. 29, 2010.
 - https://www.google.com.ar/patents/US20100101531
- [Ca15] CadnaR software, Version 2.3.107, demo, 2015. http://www.datakustik.com/en/applications/
- [Ch99] Challen, B., Balanescu, R., Diesel Engine Reference Book Second Edition. Oxford OX2 8DP: Reed Elsevier pic group, pp. 1-670, 1999. http://www.cementechnology.ir/Library/Diesel.Engine.Reference.Book.pdf

- [Co01] Cornell, O.S., Shinogle, D. R., Leman, A. S., "Method and a device for engine braking a four stroke internal combustion engine" USA Patent US 6418720 B1, 2001. https://www.google.com.ar/patents/US6418720
- [Co03] Cornell, O.S., Leman, A. S., Funke, J. S., "Electronic control of engine braking cycles", USA Patent US006609495B1, Aug. 26, 2003. https://www.google.com.ar/patents/US6609495
- [Co97] Cosma, Gh., Usko, J., "Camless engines with compression release braking", USA Patent US00561965A, Apr. 15, 1997. http://www.google.com/patents/WO1996030631A3?cl=en
- [Cu61] Cummins, C., Haviland, G., "*The Jacobs Engine Brake A New Concept in Vehicle Retarders*", SAE Technical Paper 610294, doi:10.4271/610294, 1961. http://papers.sae.org/610294/
- [Cu66] Cummins, D., "The Jacobs Engine Brake Application and Performance", SAE Technical Paper 660740, doi:10.4271/660740, 1966. http://papers.sae.org/660740/
- [Cu93] Custer, R.D., "Engine brake timing control mechanism", USA Patent US005186141A, Feb. 16, 1993. http://www.google.com.gh/patents/US5186141
- [Da15] Danfoss VLT 6000 HVAC, *Technical Data* http://www.skifcorp.com.ua/catalogue/16/vlt600eng.pdf
- [Da95] Davies, C.R.D., Gregory, T. H., "Compression release engine brake system", USA Patent US005410882A, May 2, 1995. patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US5410882.pdf
- [Di10] Dilly, H.W., "Internal combustion engine having an engine brake device", USA Patent US20100006063A1, 14 Ian, 2010. http://www.google.com/patents/US20100006063
- [Dr04] Druzhinina, M., Stefanopoulou, A.," Speed control experiments for heavy duty vehicles with coordinated friction and engine compression brakes ", International Journal of Heavy Vehicle Systems, Vol.11, No.3/4, pp.237 256, 2004.
- [Ec92] Echeverria, J. G., "Engine brake system for all types of diesel and gasolin engines", USA Patent US005088460A, Feb. 18, 1992. http://www.google.com/patents/CA2054266A1?cl=en
- [E108] Eltoukhy, M., Asfour, S., "Braking Process in Automobiles: Investigation of the Thermoelastic Instability Phenomenon", Recent Advances in Modelling and Simulation, INTECH, pp 1-16, 2008 http://cdn.intechopen.com/pdfs-wm/5380.pdf
- [Ex12] G. Group. *Exhaust Brakes*. [Online], (2012). http://www.gtesys.co.uk/products/exhaust-brakes/
- [Fa81] Fancher, P. S., O' Day, J., Bunch, H., Sayers, M., Winkler, B. C., "Retarders for heavy vehicles: evaluation of performance characteristics and in-service costs." Technical Report, Contract No. DOT-HS-9-02239, Washington, D.C: University of Michigan. Highway Safety Research Institute, pp. 1-124, 1981. http://deepblue.lib.umich.edu/bitstream/handle/2027.42/393/45708.0001?sequence= 2
- [Fr10] Barbieri, F.A.A., Andreatta, E.C., Argachoy, C., Brandao, H., "Decompression engine brake modeling and design for diesel engine application", Society of Automotive Engineers, pp. 1-17, 2010. http://www.researchgate.net/profile/Celso_Argachoy

- [Fu00] Fukumura, T., Kosaka, H., "Engine brake control system for vehicle", USA Patent US006161641A, Dec. 10, 2000.
 - https://www.google.com.ar/patents/US6161641
- [Ga95] Gaiginschi, R., Zătreanu, Gh., *Motoare cu Ardere Interna Construcție și Calcul,* vol. I., Ed. "Gh. Asachi"Iasi, 1995.
- [Ga97] Gaiginschi R., Zătreanu, Gh., *Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă*, vol. II. Ed. "Shakti", 1997.
- [Go14] González-Gila, A., Palacina, R., Battya, P., Powella, J.P., *Energy-efficient urban* rail systems: strategies for an optimal management of regenerative braking energy, Transport Research Arena, Paris, pp. 1-9, 2014.
- [Gr02] Gritt, S. P., *An Introduction to Brake Systems*, SAE presentation, pp. 1-52, 2002. http://www.fkm.utm.my/~arahim/daimlerchrysler-gritt.pdf
- [Gr08] Grover, C., Knight, I., Okoro, F., Simmons, I., Cpouper, G., Massie, P., Smith, P., Automated Emergency Brake Systems: technical requirements, cost and benefits, TRL Limited, PPR 227, Contract ENTR/05/17.01, pp. 1-117, 2008 http://ec.europa.eu/enterprise/sectors/automotive/files/projects/report_aebs_en.pdf
- [Gr11] Gritt, S. P., *Brake systems 101*, SAE presentation, pp. 1-55, 2011. http://www.sae.org/students/presentations/brakes_by_paul_s_gritt.pdf
- [Gr80] Grunwald, B., *Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere*. București, Ed. Didactică și Pedagogică., 1980.
- [Gr83] Grünwald, B., *Calculul schimbului de gaze la motoarele cu ardere internă cu piston*. București, Ed. Institutul Politehnic, 1983.
- [GT14] GT-SUITE v.7.0.0 Release Build 4, trial, http://downloadtomorrow.com/7zip?adprovider=informer_fwint&source=Fwint_Inf ormer_Informer_adsrep-300X250-us-display http://gt-suite.software.informer.com/7.1/
- [He88] Heywood, J., Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hili, Inc., pp. 1-930, 1988.

www.rmcet.com/.../heywood_-internal_combustion_engines_fundament...

- [Hu07] Huang, S., Yang, Z., Schwoerer, A.J., "Method of operating an engine brake", USA Patent US007284533B1, Oct. 23, 2007. http://www.google.nl/patents/US7284533
- [Hu09] Huminic, A., Optimizarea functională a structurilor aerodinamice deportante de automobile, Programul IDEI, ID_758, Cod:PO-04-Ed2-R0-F16, pp. 1-18, 2009. http://mecanica.unitbv.ro/rom/termo/staff_pages/HuminicAngel/pers_web/Doc/ID_ 758-2009%20.pdf
- [II09] Iliev, S., "Computer simulation of a model of an internal combustion engine", AUTOMOTIVE series, year XVIII, no.22(1) - SCIENTIFIC BULLETIN, 2009.
- [Is01] Israel, M., Judd, J., Emmons, K., Kinerson, J.K., Vanderpoel, E. R., "System for combination compression release braking and exhaust gas recirculation", USA Patent US006189504B1, Feb. 20, 2001. http://www.google.com.ar/patents/US6189504
- [Iv07] Iveco, "Curs de specializare (Diagnosticare motoare Iveco E2, E3, E4)", 2007.
- [Ja00] Jacobs Vehicle Systems. Vehicle Noise Levels and Compression Release Engine Braking. [Online], 2000. www.jacobsvehiclesystems.com
- [Ja03] Jalili, N., Wagner, J., Dadfarnia, M., "A piezoelectric driven ratchet actuator mechanism with application to automotive engine valves", Mechatronics, vol. 13, Issues 8-9, p. 933–956, 2003.

http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0957415803000096

- [Ja05] Jacobs Vehicle Systems. [Online], 2005. http://jake-brakes.com/support/faqs.php
- [Ja12] Jacobs Vehicle Systems. [Online], 2012. http://www.jacobsvehiclesystems.com/
- [Je09] Jeong, J.Y., Kim, J.H., "Integrated type engine brake for diesel engines", USA Patent US007520262B2, Apr. 21, 2009. https://www.google.com/patents/US7520262
- [Ka06] Katz, J., Aerodynamics of Race Cars, Annu. Rev. Fluid Mech. Nr. 38, pp. 27–63, 2006.

http://www.strangeholiday.com/oops/stuff/annurev.fluid.38.050304.092016.pdf

- [Ka11] Kakaee, A. H., Pishgooie, M., "Determination of optimal valve timing for internal combustion engines using parameter estimation method", International Journal of Automotive Engineering, vol. Vol. 1, Number 2, Apr. 2011.
- [Ko11] Kocher, L., Koeberlein, E., Stricker, K., Van Alstine D. G., Biller, B., Shaver, M.G., "Control-Oriented Modeling of Diesel Engine Gas Exchange", American Control Conference, San Francisco, pp. 1555-1560, 2011. http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=5991425
- [Kr11] Kraft, F., Leitel, T., Schatz, N., "Internal combustion engin having a motor brake assembly", USA Patent US20110079196A1, Apr. 7, 2011. http://www.google.com/patents/US8161936
- [La02] Lajos, T., *Basics of vehicle aerodynamics*. University of Rome "La Sapienza", pp. 1-31, 2002

http://www.ara.bme.hu/oktatas/letolt/Vehicleaerodyn/Vehicleaerodyn.pdf

- [Le11] Lee, C-Y., Zhao, H., and Ma, T., "Pneumatic Regenerative Engine Braking Technology for Buses and Commercial Vehicles", SAE Int. J. Engines 4(3):2687-2698, doi:10.4271/2011-01-2176, 2011.
- [Le11a] Lee, C-Y., *Computational and experimental study of air hybrid engine concepts*, Thesis, Brunel University, pp. 1-189, 2011. bura.brunel.ac.uk/bitstream/2438/9205/1/FulltextThesis.pdf
- [Lo13] Lombardini. Lombardini Workshop manual. [Online], 2013. http://service.lombardinigroup.it/documents/Manuali%20Officina/English/Work%2 0Shop%20Manual%20GR%206%20matr%201-5302-387.pdf
- [Ma02] Madăraşan, T., Tebereran, I., Apahidean, B., Unguresan, P., Bălan, M., Ghiran, I., Duma, B., Îndrumător pentru lucrări de termotehnică şi maşini termice, Universitatea Tehnică Cluj-Napoca, 2002. http://www.termo.utcluj.ro/termoluc/
- [Ma13a] Manolache-Rusu, I.-C., Pătuleanu, L., Andronic, F., Radion, I., "Evaluation of termo-gas dynamic parameters for engine brake process", Tehnomus Journal, Suceava, pp. 270-275, 2013. http://www.fim.usv.ro/conf_1/tehnomusjournal/pagini/journal2013/files/Cuprins_fi nal 2013.pdf
- [Ma13b] Manolache-Rusu, I.-C., Severin, T.L., Pătuleanu, L., Andronic, F., "Effect of exhaust valve timing and boost pressure on engine brake performance", Tehnomus Journal, Suceava, pp. 369-375, 2013. http://www.fim.usv.ro/conf_1/tehnomusjournal/pagini/journal2013/files/Cuprins_fi nal 2013.pdf
- [Ma13c] Manolache-Rusu, I.-C., Suciu, C., Pătuleanu, L., Andronic, F., "Influence of braking valve opening and closing angles upon torque", Journal of Engineering Studies and Research, Bacău, Volume 20 (2014) No. 1, pp. 45-51, 2013.

- [Ma13d] **Manolache-Rusu, I.-C.**, Suciu, C., Andronic, F., Patuleanu, L., "New approach on mathematical modeling of jake brake process for diesel engines", Journal of Engineering Studies and Research, Bacău, pp. 52-59, 2013.
- [Ma14] Mathcad 14, Licensed to: Stefan cel Mare University, Partially Product Code JE140709XX2311-XXD9-7VXX.
- [Ma96] Maxwell, F.C., Gurdijan, Es., "Accessory brakes", Family Motor Coaching Magazine, pp. 86-95, 1996.
 - http://www.rvtechstop.com/resources/accbrkok.pdf
- [Me06] Megli, T., Gibson, A., Michelini, O.J., Trask, N., "Increased engine braking with adjustable valve timing", USA Patent US20060005807A1, 2006. http://www.google.com/patents/US7201140
- [Me07] Megli, T., Gibson, A., Michelini, O. J., Trask, N., "Increased engine braking with adjustable valve timing", USA Patent US 7201140 B2, 2007. http://www.google.com/patents/US7201140
- [Me07] Meyer, J., *Engine modeling of an internal combustion engine with twin independent cam phasing*. Thesis, Ohio, USA: The Ohio State University, pp. 1-92, 2007.
- [Me98] Meneely, V. A., "Engine brake with controlled valve closing", USA Patent US005787858A, Aug. 4, 1998.
 - http://www.google.com.ar/patents/US5787858
- [Mi03] Mickiewicz, M., Funke, S., "*Reduced noise engine compression release braking*", USA Patent US2003/0019469 A1, 30, 2003.

http://www.google.com.ar/patents/US20030019469

- [Mi04] Mihai, I., *Internal combustion engines. Fundamentals and concept.* Suceava, Stefan cel Mare Publishing, 2004.
- [Mi13] Mihai, I., Manolache-Rusu, I.-C., "Proposed method to acquire an extended diagram for a gasoline engine", MECHANIKA, Lituania. Print ISSN 1392 - 1207. april 2013 Volume 19(2): 215-222, 100 th Anniversary Issue of the scientific journal "Mechanika", Received October 26, 2011, Accepted March 04, ISI revue, 2013.

http://apps.webofknowledge.com/full_record.do?product=UA&search_mode=Gene ralSearch&qid=3&SID=N1QSk7WjGt8UTNoBy7M&page=2&doc=18

- [Mo00] Moklegaard, L., Stefanopoulou, A., "Advanced Braking Methods for Longitudinal Control of Commercial Heavy Vehicles", California PATH Research Report UCB-ITS-PRR-2000-8, University of California, Santa Barbara, Research Reports, 2000. http://www.researchgate.net/profile/Anna_Stefanopoulou/publication/46439066_A dvanced_Braking_Methods_for_Longitudinal_Control_of_Commercial_Heavy_Ve hicles/links/0deec51da94b305066000000.pdf
- [Mo00a] Moklegaard, L., Stefanopoulou, A., and Schmidt, J., "Transition from Combustion to Variable Compression Braking", SAE Technical Paper 2000-01-1228, 2000, doi:10.4271/2000-01-1228.
- [Mo01] Moklegaard, L., Druzhinina, M., Stefanopoulou, G. A., "Compression Braking for Longitudinal Control of Commercial Heavy Vehicles", University of California, Santa Barbara, Research Reports UCB-ITS-PRR-2001-11, 2001. https://escholarship.org/uc/item/24h9c65s
- [Mo79] Morse, W., Rife, J., "Compression Engine Brake Performance with Turbocharged Diesel Engines", SAE Technical Paper 790769, 1979, doi:10.4271/790769.
- [Mu12] Muntean, A. B., *Optimizarea arderii în motoarele cu aprindere prin comprimare prin îmbunătățirea omogenizării amestecului carburant*, Teză. Brașov: Universitatea "Transilvania", 2012.

- [My10] Myers A. G., Little, A.D., "Engine brake for part load CO reduction 2010", USA Patent US2010/0251727 A1, Oct. 7, 2010.
- [Ot10] Ott, Erik., "Engine brake detection", USA Patent US20100258079A1, Oct. 14, 2010.

http://www.google.co.ug/patents/US20100258079

- [Po01] Pohl, J., Warell, A., Krus, P., Palmberg, J.-O., "Conceptual Design of a Hydraulic ValveTrain System", Acta Polytechnica, vol. 41, No. 4–5/2001, pp. 20-28, 2001.
- [Po03] Popa, M.G., Negurescu, N., Pană, C., Motoare diesel Procese, Vol. I-II, Bucureşti, Ed. MATRIX ROM, 2003.
- [Ra13] Rakosi, E., Manolache, Gh., Roşca, R., Motoare cu ardere internă procese, caracteristici, alimentare, Îndrumar pentru lucrări practice de laborator, Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" din Iaşi, format electronic, pp. 1-109, 2014. http://www.mectuiasi.ro/images/fisiere/manuale/indrumar_motoare_2014.pdf
- [Sa11] Sailer, P., Schnell, O., Witter, O., "Internal combustion piston engine with a compression relief engine brake", USA Patent US20110220062A1, Sep. 15, 2011. www.google.com/patents/US20110220062
- [Sc10] Schwoerer, A. J., "Lost motion variable valve actuation system for engine braking and early exhaust opening", USA Patent US007712449B1, 11, 2010. http://www.google.com/patents/US7712449
- [Sc11] Schnell, O., "Internal combustion piston engine with engine braking by opening of exhaust valves", USA Patent US20110203549A1, Aug. 25, 2011. https://www.google.com/patents/US20110203549
- [SC13] SMC Corporation of America, 5.0 MPa Pilot Operated, 2 Port, Solenoid Valve, Series VCH40, pp. 227-240, 2013. http://content2.smcetech.com/pdf/VCH.pdf
- [Sc92] Schmitz, T., Bergmann, H., and Daeuble, H., "The New Mercedes-Benz Engine Brake with Decompression Valve", SAE Technical Paper 920086, doi:10.4271/920086, 1992. http://papers.sae.org/920086/
- [Se06] Seykens, X.L.J., Baert, R.S.G., Willems, F.P.T., Vink, W., Heuvel van den I.T.M., "Development of a dynamic engine brake model for control purposes, New trends in engine control, simulation and modelling", pp. 320-329, 2006. http://mate.tue.nl/mate/pdfs/7912.pdf
- [Su11] Sumitomo Metal Industries. *Permanent magnet retarder*, 2011. http://www.nssmc.com/en/product/railway-automotive-machineryparts/ritada/index.html
- [Ta01] Tai, C., Stubbs, A., Tsao, T.-C., "Modeling and controller design of an electomagnetic engine valve", Proceedings of the American Control Conference, pp. 2890-2895. 2001.

http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?arnumber=946339

- [Ta98] Tănasae, F., Omenişan, N., Pădureanu, V., *Motoare termice: Îndrumar de laborator*, Universitatea "Transilvania" din Braşov, pp. 1-131, 1998.
- [Te04] Technische Universiteit Eindhoven, report series, Baggen, M.C.J., *Feasibility study* of BST for truck application, Eindhoven, pp. 1-34, 2004. http://www.mate.tue.nl/mate/pdfs/5288.pdf
- [Te12] Fuel Injection Sales Service Inc. *The Theory Behind the Engine Brake*. [Online], 2012.

http://www.tecbrake.net/theory.htm

[Va04] Van Basshuysen, R., Schafer, F., Internal Combustion Engine Handbook Basics, Components, Systems, and Perspectives. SAE International, 2004. http://www.amazon.com/Internal-Combustion-Engine-Handbook-Perspectives/dp/0768011396

[Wa03] Warner, A. O., "Engine brake control integration with vehicle service brakes", USA Patent US006536408B1, Mar. 25, 2003. http://www.google.com/patents/WO2003031242A2?cl=en

[We55] Webb C. R., Lavender, J.G., "A Comparative Analysis Of Various Methods Of engine Braking", SAGE Journals, IMECHE Archive, pp. 233-240, 1955. http://pad.sagepub.com/content/9/1/233.abstract

- [Wi07] Witt, D., Kelly, B., "Robust Design of a Valve Train Cam Phasing Controller using Virtual Prototyping Techniques", SAE International, 2007-01-1640, World Congress Detroit, Michigan April 16-19, 2007 Reprinted From: Simulation & Modeling Mechatronics (SP-2111), pp. 1-27, 2007.
- [Xi11] Xin, Q., Zielke, R.M., Bartkowicz, D.M., Cattani, L.C., Gravante, S., ş.a., "Supercharged boost assist engine brake", USA Patent US20110036088A1, Feb. 17, 2011.

http://www.google.com/patents/US8281587

- [Ya09] Yang, Z., "Method for variable valve actuation to provide positive power and engine braking", USA Patent US007565896B1, 28, 2009. http://www.google.com/patents/WO2010138108A1?cl=en
- [Ya10] Yang, Z., "Integrated engine brake with mechanical linkage", USA Patent US20100170472A1, 2010.

http://www.faqs.org/patents/app/20100170472

- [Ya11] Yang, Z., "Engine braking apparatus with mechanical linkage and lash adjustment", USA Patent US007909017B2, Mar. 22, 2010. http://www.google.com.sv/patents/US7909017
- [Yo11a] Yoon, J. S., Kim, K.M., "Engine brake unit", USA Patent US20110023821A1, Feb. 3, 2011.

https://www.google.com/patents/US8602000

- [Yo11b] Yoon, J. S., Kim, K.M., "Engine brake unit having combined oil passage", USA Patent US20110073068A1, Mar. 31, 2011. https://www.google.com.ar/patents/US8434451
- [Yo11c] Yoon, J. S., Kim, K.M., "Engine braking sysytem for vehicles", USA Patent US20110067673A1, Mar. 24, 2011. http://www.google.com.ar/patents/US20110067673
- [Zd97] Zdenek, M., "Method and apparatus to accomplish exhaust gas recirculation and/or engine braking to overhead cam internal combustion engines", USA Patent US6012424 A, 1997. http://www.google.com/patents/US6012424

http://www.google.com/patents/US6012424